



**Amélia Raquel
Oliveira Loura**

**Sistema dinâmico combinado para
balística/absorção de ondas de choque**



**Amélia Raquel
Oliveira Loura**

**Sistema dinâmico combinado para
balística/absorção de ondas de choque**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Filipe M. H. V. Teixeira-Dias, Professor Auxiliar com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri/The jury

Presidente/President

Prof. Doutor Rui Pedro Ramos Cardoso

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Vogais/Committee

Prof. Doutor Filipe M. H. V. Teixeira-Dias

Professor Auxiliar com Agregação da Universidade de Aveiro (orientador)

Prof. Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes

Professor Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologia
da Universidade de Coimbra

Agradecimentos/ Acknowledgements

Ao meu orientador, Professor Doutor Filipe M. H. V. Teixeira-Dias, pela oportunidade, pela disponibilidade e pelo incentivo.

Aos meus pais, pelo amor, carinho e força incondicionais e por tudo o que nestas linhas seria impossível descrever.

À minha irmã.

À Joana Sousa Martins, pelo apoio, pelas palavras de incentivo, por ter abdicado do seu precioso tempo e por todo o auxílio prestado com o *software* de simulação.

Ao Tiago, à Cláudia, ao Hugo, à Joana.

Aos meus colegas, a todos os que me ajudaram e a todos aqueles a quem pude um dia ajudar porque ensinando também fui aprendendo.

Àquele que caminhou a meu lado todos os dias, num percurso comum, sempre incentivando e dando força nos bons e maus momentos, com a sua compreensão e carinho. Um agradecimento especial por nunca ter deixado de acreditar.

Àqueles que aqui não mencionei mas que cruzaram o meu caminho neste percurso e deixaram um pouco de si.

“A mente que se abre a uma nova ideia jamais
voltará ao seu tamanho original.”

A. Einstein

Palavras-chave

Impacto; Balística; Canhão de Gás Comprimido; Reservatório sob Pressão; LS-DYNA, Expansão Adiabática; Transiente; EN 13445-3.

Resumo

Propõe-se neste trabalho apresentar uma solução para acomodar a onda de pressão que resulta da rápida libertação de energia armazenada em gás (ar) comprimido, num canhão balístico. Esta solução é necessária para garantir a segurança do utilizador e das infra-estruturas circundantes. A solução adoptada consiste num acréscimo de volume ao canhão, conferido por um reservatório sob pressão que se designou por reservatório de expansão. Foram abordados fundamentos termodinâmicos para obtenção do volume mínimo necessário ao reservatório de expansão. Foram implementadas metodologias adicionais (método dos elementos finitos) para análise do perfil de pressões ao longo da expansão (Abordagem Lagrangiana e Euleriana) e para análise e determinação de uma configuração ideal para a geometria do reservatório. Analisaram-se normas de projecto e seleccionou-se uma norma preferencial (EN 13445-3) para definição da geometria do reservatório. Para este procedimento foi ainda implementada uma rotina de cálculo. Com base na norma EN 13445-3, definiram-se os sistemas anexos necessários: tubuladuras, apoios, olhais. Foram ainda considerados elementos de medição e controlo, atendendo a especificações do fabricante, e definidas as ligações necessárias para acoplamento do sistema. Os resultados obtidos, não estando validados experimentalmente, servem de base à construção de um reservatório que permita, numa primeira abordagem, o funcionamento do sistema.

Keywords

Impact; Ballistics; Light-gas Gun; Onte-stage Gas Gun; Pressure Vessels; LS-DYNA; Isentropic Process; Transient; EN 13445-3.

Abstract

It is proposed to provide a solution to reduce pressure-wave effects due to the rapid expansion of a compressed gas behind a piston, on a ballistic test cannon. This solution is needed to ensure the safety of user and infrastructure. The solution adopted consists in a volume increase to the cannon barrel, adding a pressure vessel, known as expansion tank. Thermodynamic fundamentals are discussed to obtain the minimum volume needed for the expansion tank. Additional methodologies were implemented (finite element) to analyse the pressure profile during the expansion (Lagrangian and Eulerian approach) and for the analysis and determination of the optimum configuration for the geometry of the tank. Design standards were analysed to define the geometry of the expansion tank and a preferred one was selected: EN 13445-3. For this procedure, a calculation routine was also implemented. Based on EN 13445-3, attachment systems such as nozzles, saddle supports and lifting lugs were also designed. Measurement and control elements were also considered regarding the manufacturer's specifications and so were the necessary connections for coupling the system. The resulting geometry for the expansion tank is to be taken as basis for construction.

Conteúdo

I	Enquadramento	1
1	Introdução	3
1.1	Objectivos	3
1.2	Guia de Leitura	4
2	Revisão do Estado da Arte	5
2.1	Sistemas geradores de choque	6
2.1.1	Sistemas de baixas taxas de deformação	7
2.1.2	Sistemas de taxas de deformação intermédias	9
2.1.3	Sistemas de taxas de deformação elevadas ou muito elevadas	12
2.2	Especificidades sobre o canhão de ar comprimido	17
2.2.1	Soluções actuais	19
II	Métodos e Modelos	25
3	Fundamentos Termodinâmicos	27
3.1	Canhões de alta velocidade	27
3.2	Princípio de funcionamento de um canhão de batata	29
3.2.1	Formulação matemática do método	30
3.2.2	Aplicabilidade do método ao caso em estudo	32
3.3	Fundamentos sobre a expansão rápida de gases comprimidos.	34
3.3.1	Abordagem ao método tomando o ar como um gás ideal	36
3.3.2	Estudo comparativo.	36
3.4	Seleção da metodologia a utilizar	37
4	Métodos adicionais para contabilização de fenómenos dinâmicos	39
4.1	Método adicional a aplicar à análise	39
4.1.1	Definição do <i>upper bound</i> — limite superior	40
4.1.2	Definição do <i>lower bound</i> — limite inferior	41
4.1.3	Análise pelo Método dos Elementos Finitos	41
4.1.4	Resultados e discussão	45
4.2	Determinação do volume mínimo do reservatório de expansão	48
4.3	Análise mecânica de diferentes configurações	49
4.3.1	Método de dimensionamento adoptado	50
4.3.2	Definição do material	51
4.3.3	Definição da geometria	52

4.3.4	Definição das condições de contorno	54
4.3.5	Definição do carregamento	55
4.3.6	Resultados e discussão	57
5	Projecto mecânico do reservatório de expansão	61
5.1	Levantamento e selecção de normas de projecto	61
5.1.1	Seleção na norma de projecto a utilizar	61
5.2	EN 13445-3: cascas sob pressão interna e extremidades	63
5.2.1	Lista de variáveis	63
5.2.2	Definição do material	65
5.2.3	Determinação da espessura na zona cilíndrica	65
5.2.4	Determinação da espessura e configuração das extremidades	67
5.2.5	Ferramenta auxiliar de cálculo	70
5.2.6	Análise estrutural da configuração final	73
6	Sistemas anexos ao reservatório de expansão	75
6.1	Tubuladuras	76
6.1.1	Lista de variáveis	76
6.1.2	Aberturas isoladas: hipótese	77
6.1.3	Tubuladura de encaixe	77
6.1.4	Porta-de-homem	79
6.1.5	Aberturas isoladas: validação	81
6.2	Apoios	81
6.2.1	Lista de variáveis	81
6.2.2	Descrição	81
6.2.3	Condições de aplicabilidade	82
6.2.4	Dispensa de cálculo de esforços em apoios do tipo A	83
6.2.5	Esforços em reforços para apoios do tipo A	84
6.2.6	Outras dimensões	84
6.2.7	Distância mínima para cargas locais	85
6.3	Ligações aparafusadas	85
6.3.1	Tubuladura de Encaixe	86
6.3.2	Porta-de-homem	86
6.4	Elementos de medição e controlo	87
6.5	Olhais de suporte	88
6.5.1	Lista de variáveis	88
6.5.2	Considerações	88
6.5.3	Condições de aplicabilidade	89
6.5.4	Carga local	89
6.5.5	Carga local máxima admissível	89
6.6	Síntese e vista geral	91
III	Discussão e Conclusão	103
7	Discussão e Conclusão	105
7.1	Discussão	105
7.2	Conclusão	106

Lista de Tabelas

4.1	Propriedades mecânicas elásticas para o aço S235.	43
4.2	Propriedades do ar.	44
4.3	Condições de contorno de axissimetria em torno do eixo O_y	45
4.4	Propriedades elasto-plásticas para o aço S235.	52
4.5	Definição geométrica para as diferentes configurações em análise.	54
4.6	Condições de contorno de simetria para modelação de meio reservatório.	55
4.7	Massa equivalente de TNT para detonação no centro do reservatório.	56
4.8	Massa equivalente de TNT para detonação junto a uma das extremidades.	57
6.1	Síntese de dimensões.	92

Lista de Figuras

2.1	Equipamentos de geração de impacto.	6
2.2	Funcionamento de uma máquina de ar comprimido.	7
2.3	Funcionamento de uma máquina de veio excêntrico rotativo.	8
2.4	Funcionamento de uma máquina com disco de inércia.	8
2.5	Fases de um ensaio de Taylor.	9
2.6	Funcionamento da barra de Hopkinson.	10
2.7	Disposição e suporte das barras de Hopkinson para ensaio [6].	11
2.8	Funcionamento de um anel de expansão.	12
2.9	Funcionamento de placas aceleradas por cargas explosivas.	13
2.10	Pormenor de placas do tipo ratoeira.	13
2.11	Funcionamento de um canhão de ar comprimido (estágio simples).	14
2.12	Funcionamento de um canhão de ar comprimido (duplo estágio).	15
2.13	Funcionamento de um canhão de pólvora.	16
2.14	Funcionamento de um canhão eléctrico.	17
2.15	Vista em corte do canhão eléctrico e pormenor da flange [8].	18
2.16	Sistemas acessórios do canhão.	19
2.17	Folha metálica (diafragma).	20
2.18	Tubo do canhão.	21
2.19	Pistões para alojamento de projecteis.	21
2.20	Câmara de ensaios.	22
2.21	Estrutura de suporte.	22
2.22	Vista geral do canhão.	23
3.1	Configuração interna do canhão.	28
3.2	Zonas do canhão.	33
3.3	Gráfico de rácio de pressões-velocidade do projectil.	34
3.4	Perfil de velocidade do projectil.	35
4.1	Onda de pressão.	40
4.2	Vista axissimétrica com pormenor da malha utilizada.	42
4.3	Condições de contorno: encastramento e axissimetria.	45
4.4	Condições de contorno: nós de não-reflexão.	46
4.5	Estágios de expansão.	46
4.6	Elementos para medição de pressão no reservatório: ar atmosférico.	47
4.7	Evolução da pressão no reservatório: ar atmosférico.	48
4.8	Elementos para medição de pressão no tubo: ar atmosférico.	48
4.9	Evolução da pressão no tubo: ar atmosférico.	49

4.10	Elementos para medição de pressão no tubo: vácuo.	50
4.11	Evolução da pressão no tubo: vácuo.	51
4.12	Disposição dos elementos na malha para o estudo geométrico.	52
4.13	Curva tensão-deformação do aço S235.	53
4.14	Vista lateral do reservatório de expansão e condições de contorno.	55
4.15	Curvas de regressão massa-tensão.	57
4.16	Distribuição de tensões (detonação no centro).	58
4.17	Tensão equivalente de von Mises (detonação ao centro).	59
4.18	Distribuição de tensões (detonação junto a uma extremidade).	60
4.19	Tensão equivalente de von Mises (detonação na extremidade).	60
5.1	Cotas de espessura consideradas no projecto.	65
5.2	Curva de elasto-plasticidade para o aço S275 JR.	66
5.3	Dimensões para extremidades com configuração torisférica.	68
5.4	Resultado de um ciclo da rotina de cálculo implementada.	73
5.5	Nós limitados por simetria para modelação de 1/4 do reservatório.	74
5.6	Distribuição de tensões de von Mises no reservatório.	74
6.1	Nomenclatura e determinação da espessura de cálculo.	78
6.2	Esquema de encaixe do reservatório.	79
6.3	Cone de pressão.	80
6.4	Nomenclatura de dimensões para aberturas consecutivas.	93
6.5	Vista parcial dos apoios do canhão.	94
6.6	Distribuição da tensão exercida pelo parafuso na sela.	94
6.7	Nomenclatura de dimensões para apoios do tipo sela.	95
6.8	Distribuição dos apoios para diferentes configurações.	96
6.9	Ábaco para determinação do comprimento máximo do reservatório.	97
6.10	Ábaco para determinação do parâmetro k_{11}	97
6.11	Elementos de medição e controlo seleccionados.	98
6.12	Olhal longitudinal.	98
6.13	Olhal tangencial.	99
6.14	Aspecto final dos olhais determinados.	99
6.15	Aspecto final do reservatório: vistas.	100
6.16	Aspecto final do reservatório: perspectiva.	100
6.17	Aspecto final do canhão.	101

Parte I

Enquadramento

Capítulo 1

Introdução

O presente documento foi elaborado no âmbito de uma dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, com base na necessidade de viabilizar o funcionamento de um equipamento de ensaios balísticos, cujo funcionamento se encontra actualmente condicionado. Com este trabalho pretende-se conceber um sistema de dissipação de energia, uma vez que o equipamento referido opera com base em pressões iniciais de disparo muito elevadas, tal que o efeito da onda de pressão gerada durante cada teste seja minimizado, não provocando danos no espaço circundante e garantindo a segurança dos seus operadores.

Ao longo dos conteúdos descritos pretende-se aplicar várias áreas do domínio da engenharia, nomeadamente ao nível da previsão de fenómenos termodinâmicos e estruturais, da aplicação e implementação de ferramentas auxiliares de cálculo e do uso de ferramentas de projecto. Pretende-se, ainda, implementar o uso de procedimentos normalizados e certificados bem como explorar novas ferramentas de simulação numérica com potencialidades não abordadas em âmbito curricular, alargando assim os horizontes do conhecimento pessoal.

No que diz respeito à previsão de fenómenos termodinâmicos, foram analisados princípios que permitissem traduzir do modo mais exacto possível os fenómenos de onda de expansão em estudo. Por seu turno, a componente estrutural e de projecto prendeu-se com a definição de estruturas na sua geometria, material e parâmetros de construção, nomeadamente a estrutura que permitirá a dissipação da energia do ensaio e que se designou por reservatório de expansão. O recurso a rotinas de cálculo, nomeadamente a implementação de um procedimento normalizado em MATLAB®, permitiu rentabilizar o tempo despendido com o cálculo iterativo. Por fim, recorreu-se ainda a uma ferramenta de simulação numérica — o LS-DYNA® — que permite a modelação de fenómenos balísticos, dinâmicos e geradores de elevadas energias.

1.1 Objectivos

O objectivo fundamental do trabalho desenvolvido é conceber uma solução, que poderá ou não ser inovadora face às soluções actualmente existentes, para o funcionamento adequado do equipamento de ensaios balísticos disponível. A esta meta principal encontram-se associados outros objectivos, nomeadamente o enquadramento e classificação do equipamento de ensaios balísticos disponível bem como a descrição e análise das soluções actualmente

existentes para acomodação dos efeitos da onda de pressão. Pretende-se, ainda, implementar conhecimentos interdisciplinares adquiridos no âmbito curricular do MIEM e adquirir novas competências, nomeadamente ao nível da abordagem e introdução de novos tipos de *software* e do recurso à documentação técnica (normas).

1.2 Guia de Leitura

O presente documento encontra-se dividido em quatro partes de conteúdo distintas: enquadramento, fundamentação teórica, simulação e análise numérica e projecto mecânico.

O enquadramento (capítulos 1 e 2) define a problemática em estudo e a necessidade de tornar viável e seguro o funcionamento de um equipamento existente. Nesta parte, situa-se entre os demais equipamentos geradores de impacto e classifica-se o referido equipamento, com base na taxa de deformação gerada. Nesta componente são ainda apresentadas soluções existentes para o correcto funcionamento de canhões idênticos ao equipamento em estudo e ponderadas as suas limitações.

Os fundamentos termodinâmicos (capítulo 3), resultam da procura de relações matemáticas que possam traduzir com a maior exactidão possível os fenómenos que ocorrem devido à libertação instantânea da energia potencial do gás armazenado sob pressão (canhão de gás comprimido). Verifica-se que este fenómeno possui um carácter fortemente transiente e, como tal, o que se obteve foram soluções aproximadas, nomeadamente considerar que a expansão no interior do canhão é uma transformação adiabática. Na prática, estabeleceu-se uma pressão final pretendida, obtendo-se deste modo um volume adicional mínimo necessário à expansão para que esta ocorra com segurança (reservatório de expansão).

O objectivo da análise numérica (capítulo 4), com recurso à simulação pelo método dos elementos finitos, prendeu-se essencialmente com a modelação do comportamento do ar dentro do canhão, ao longo da expansão, com o intuito de poder confirmar a validade dos fundamentos termodinâmicos abordados. Contudo, os resultados desta abordagem revelaram-se bastante díspares e àquém do esperado, pelo que se optou por analisar apenas o comportamento mecânico do reservatório, para o volume determinado. Neste capítulo foi definido o material de construção do reservatório de expansão (EN 10027-1 S275 JR).

Dado que a estrutura projectada é um reservatório sob pressão (RSP), nos capítulos 5 e 6 foram analisadas normas de projecto para este tipo de estruturas e seleccionada a norma EN 13445-3 para aplicar ao caso em estudo, a fim de definir a geometria, espessura da casca, tubuladuras, apoios e outros elementos considerados indispensáveis ao correcto funcionamento do sistema.

Por fim, foram discutidas algumas observações aos resultados obtidos e tecidas as conclusões finais (capítulo 7).

Capítulo 2

Revisão do Estado da Arte

O sistema de geração de impacto balístico em estudo consiste num canhão de ar/gás comprimido cujo funcionamento implica a absorção de uma onda de choque por um equipamento anexo, a desenvolver. O entendimento dos princípios que regem o funcionamento do sistema em estudo é um factor essencial para o desenvolvimento do equipamento de absorção de ondas de choque. É também de fundamental interesse tomar conhecimento dos sistemas actualmente utilizados para geração de impacto em ensaios dinâmicos de materiais, a fim de contextualizar e compreender a importância global dos mesmos, não limitando o enquadramento exclusivamente à componente balística.

Ao longo das últimas décadas tem-se verificado uma grande evolução nos equipamentos de ensaio para impacto, nomeadamente ao nível das velocidades máximas atingíveis. Entre 1945 e 1965, as velocidades máximas de disparo aumentaram de cerca de 3000 m/s para 11000 m/s, aproximadamente. O conhecimento na área de impacto e balística tem evoluído e traduzido em velocidades de impacto cada vez maiores. Estudos previram o aumento destas para cerca de 18000 m/s em 1985 e, com base na tecnologia actual ao nível dos mecanismos e materiais e na evolução verificada, as velocidades máximas tenderão a aumentar [1].

Devido à sua dinâmica, os estudos desenvolvidos na área de impacto têm associado um grande número de variáveis e condições a ser controladas: fenómenos de carácter transiente. Deste modo, verifica-se a necessidade da existência de um elevado número de aparelhos que permitam gerar impacto conforme as condições pretendidas (deformação, energia, massa, *etc.*). No seio da balística, os sistemas geradores de impacto permitem atingir velocidades de projectil elevadas (superiores a 3000 m/s) [1], alcançadas através da utilização de gases leves como meio propulsor: gases de baixo peso molecular a uma temperatura superior à temperatura ambiente.

Os sistemas geradores de impacto utilizados em estudos balísticos encontram-se inseridos num grupo mais abrangente: os sistemas geradores de choque. Uma classificação possível para os diferentes tipos de sistemas geradores de choque poderá ser feita com base na taxa de deformação proporcionada por estes. No seguimento deste enquadramento, serão apresentados e classificados os principais sistemas geradores de choque utilizados em ensaios dinâmicos de materiais [2].

2.1 Sistemas geradores de choque

O desenvolvimento de sistemas geradores de impacto e solicitação dinâmica tem-se imposto como uma necessidade crescente, quer para caracterizar fenómenos transientes e as suas consequências materiais quer para avaliar o comportamento de novos materiais: materiais poliméricos, cerâmicos, compósitos ou outros que tendam a substituir os materiais metálicos maciços nas mais diversas aplicações. Uma outra vertente será a avaliação do comportamento dos materiais quando submetidos a elevadas taxas de deformação.

O parâmetro taxa de deformação classifica não só o impacto sofrido pelos materiais mas também os próprios sistemas geradores desse impacto, considerando três grandes grupos: sistemas de baixas taxas de deformação, sistemas de taxas de deformação intermédias e sistemas de taxas de deformação elevadas ou muito elevadas. A seriação de alguns equipamentos pelos referidos grupos encontra-se representada no gráfico da figura 2.1. Em seguida serão apresentados, descritos de forma sumária e ilustrados os equipamentos indicados no gráfico referido.

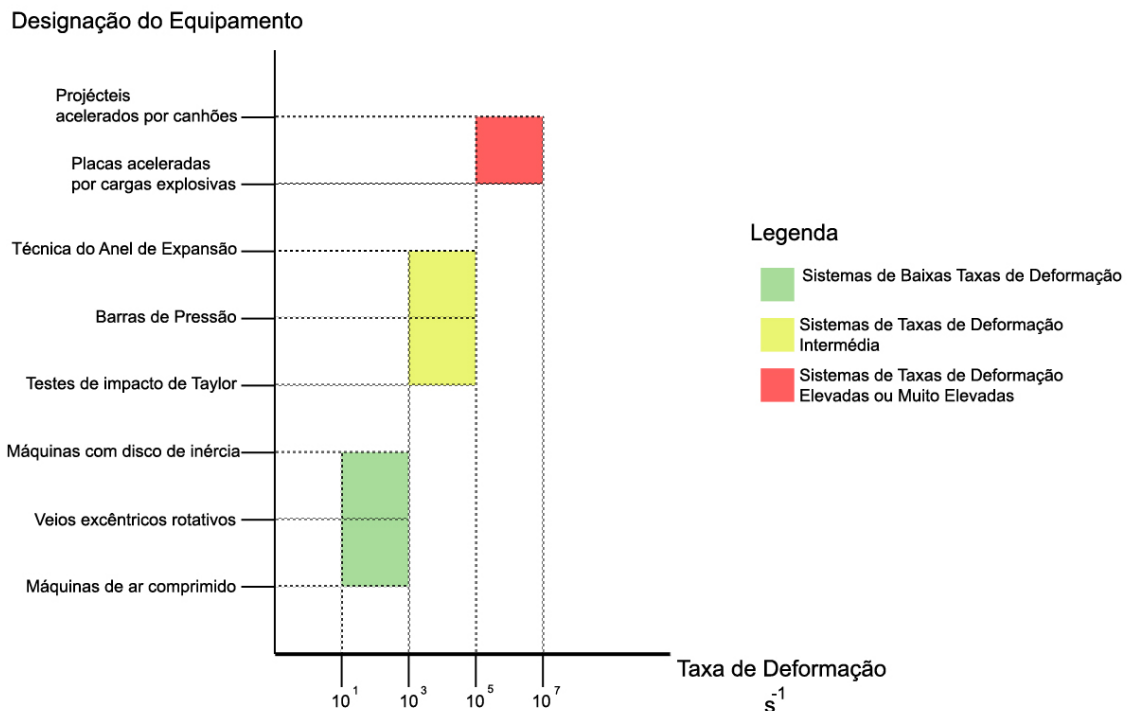


Figura 2.1: Representação esquemática de alguns dos equipamentos de geração de impacto, agrupados por taxa de deformação gerada.

2.1.1 Sistemas de baixas taxas de deformação

Máquinas de ar comprimido

A máquina de ar comprimido¹, da qual se mostra um exemplo na figura 2.2, tem como objectivo o estudo do comportamento dos materiais em provetes sob compressão dinâmica. O princípio de funcionamento do referido equipamento assenta no deslocamento vertical de um pistão actuado pelo gás comprimido armazenado num reservatório auxiliar. O pistão encontra-se inicialmente em posição de disparo, análoga ao bloqueio de um gatilho numa arma. A depressurização do reservatório auxiliar ocorre no momento em que o pistão é libertado contra o provete a testar que, inicialmente, foi colocado sobre uma espécie de bigorna e, no final do ensaio, se encontra comprimido.

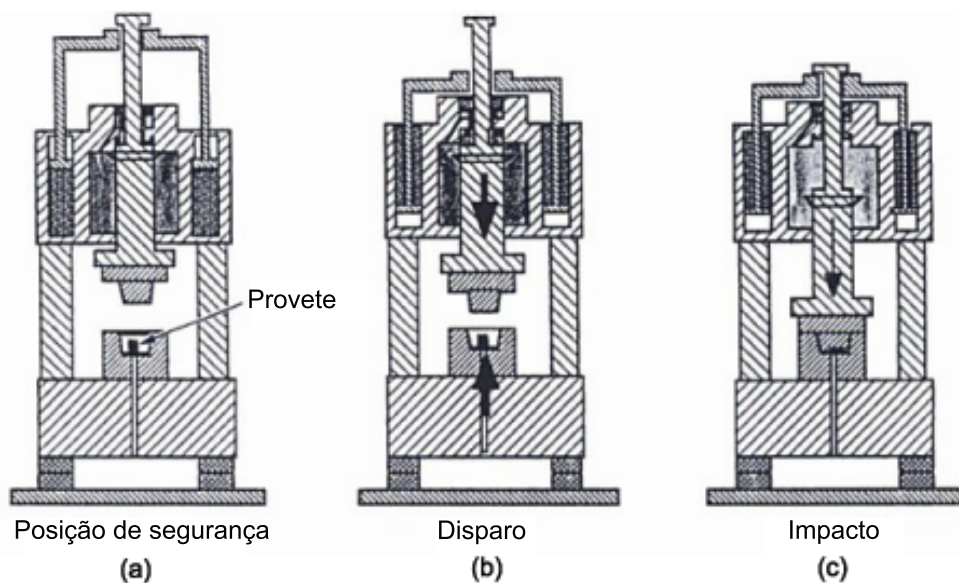


Figura 2.2: Esquema de funcionamento de uma máquina de ar comprimido em três fases: (a) posição de segurança, (b) disparo e (c) impacto [2].

A máquina de ar comprimido possui uma variante mais simples, na qual não é utilizado ar comprimido e o pistão se desloca apenas por efeito da gravidade. Este aparato é designado por torre de queda ou *drop hammer*.

Veios excêntricos rotativos

O sistema de veio excêntrico rotativo² proporciona um acoplamento mais eficiente entre o provete e o guiamento, uma vez que se encontra alojado numa barra elástica e não apenas colocado sobre uma superfície. Neste sistema, um veio é rodado a uma velocidade específica, engrenando num componente seguidor (*cam follower*) apenas numa fase definida do seu ciclo de rotação, devido à sua configuração excêntrica, como se pode observar na figura 2.3. No momento do engrenamento, o bloco que sustenta o provete é empurrado, comprimindo-o contra a barra elástica.

¹Em inglês, *compressed gas machine* [3].

²Em inglês, *cam plastometer* [3].

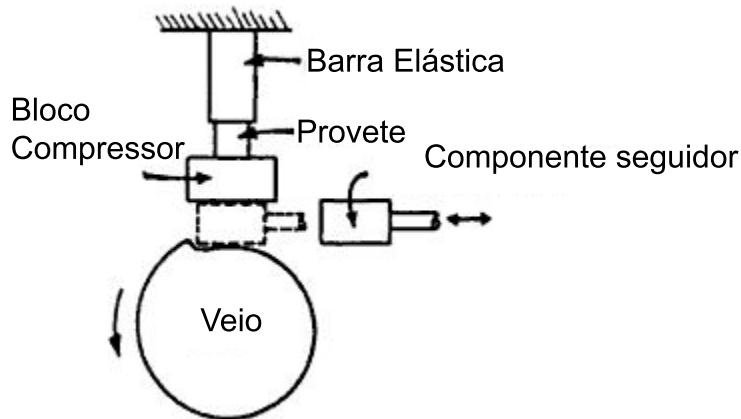


Figura 2.3: Esquema de funcionamento de uma máquina de veio excêntrico rotativo [2].

Uma vez que, devido à excentricidade do veio, a compressão ocorre apenas num dado momento do ciclo, uma rotação do veio é suficiente para verificar este fenómeno e, consequentemente, completar o ensaio.

Disco de inércia

A máquina com disco de inércia³ corresponde a um volante de inércia actuado por um motor eléctrico e associado a um martelo que, por sua vez, actua sobre um provete ligado a uma barra de tensão elástica, como representado na figura 2.4.

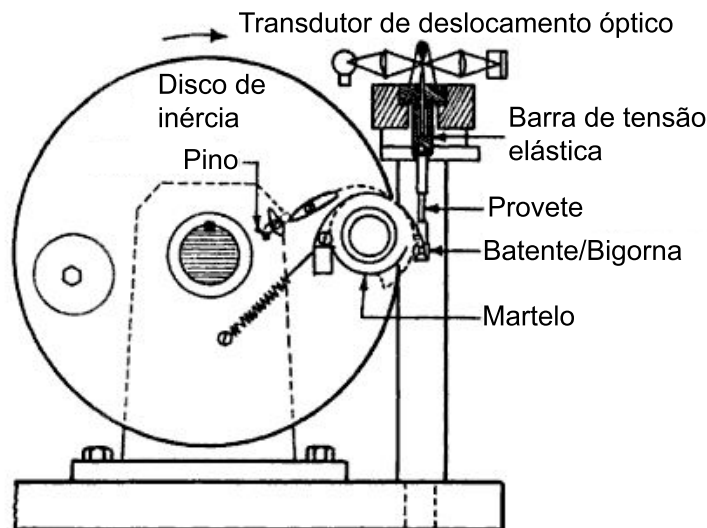


Figura 2.4: Esquema de funcionamento de uma máquina com disco de inércia [2].

O motor actua o volante de inércia até o estabilizar na velocidade pretendida. Posteriormente, existe um pino que liberta o martelo e este, por seu turno, actua sobre a parte

³Em inglês, *rotary flywheel machine* [3].

inferior do provete. O lançamento do martelo é sincronizado com a posição da amostra de modo a que este se liberte apenas na zona de impacto.

A utilização de um disco de inércia serve para que, por acção da sua massa, a velocidade de rotação se mantenha constante.

A partir deste ensaio podem determinar-se os deslocamentos da barra de tensão elástica e da zona inferior do provete, através de métodos ópticos. Por fim, extraem-se valores de tensão, com base no deslocamento da barra, e de deformação, com base no deslocamento da zona inferior do provete, de forma a obter curva de tensão-deformação dinâmica relativa ao material em estudo.

2.1.2 Sistemas de taxas de deformação intermédias

Teste de impacto de Taylor

O teste de impacto de Taylor é um teste muito utilizado e permite estimar a resistência dinâmica de materiais dúcteis à compressão. Este teste consiste em disparar um cilindro constituído pelo material a avaliar contra um alvo rígido e maciço.

O método de Taylor permite realizar a medição indirecta da tensão de cedência dinâmica, tendo como base a deformada do cilindro, isto é, o deslocamento da extremidade do provete.

Na figura 2.5 representa-se, de modo simplificado, o princípio-base que rege o método descrito. Inicialmente existe um cilindro (provetes) de comprimento L_0 que colide com um alvo rígido a uma velocidade v_0 . No final, o provete possui zonas deformadas (h) e não deformadas (ℓ) que, somadas, resultam no comprimento final do provete após ensaio, L . É a diferença entre L_0 e L que fornece o deslocamento necessário à determinação da tensão dinâmica; esta diferença encontra-se representada na figura 2.5 através da letra s .

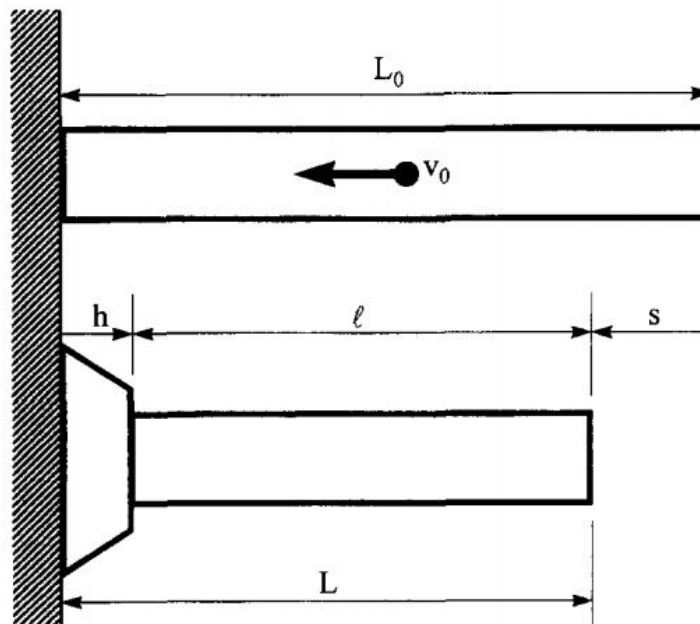


Figura 2.5: Representação esquemática das diversas fases (inicial e final) de um ensaio de Taylor [4].

O método de Taylor possui falhas ao nível do rigor com que avalia o deslocamento final e, conseqüentemente, tem vindo a cair em desuso. Continua, contudo, a apresentar vantagens ao nível do desenvolvimento de modelos constitutivos e da geração de elevadas taxas de deformação com recurso a velocidade relativamente baixas.

Por fim, é importante salientar que o teste de impacto de Taylor não gera taxas de deformação constantes ao longo do provete mas uma variação destas dentro do mesmo: o efeito sentido na face que colide é acentuadamente transiente, contrastando com a deformação quase-estática sofrida pela extremidade oposta [4; 5].

Teste de barras de pressão: Hopkinson, Kolsky ou Split-Hopkinson

As barras de pressão de Hopkinson, Kolsky ou Split-Hopkinson consistem na utilização de duas barras metálicas longas para comprimir um pequeno provete cilíndrico.

Inicialmente são seleccionadas duas barras cujo comportamento deverá permanecer elástico durante o ensaio. Uma das barras sofre o impacto de um projectil (barra incidente ou de entrada) usualmente disparado por uma pistola de gás comprimido. Após o impacto, gera-se uma onda de pressão que se propaga pela barra incidente até ao provete. A alteração ao meio de propagação provoca alterações na onda de pressão: reverberações no provete, reflexão de parte da onda para a barra incidente e transmissão de outra parte da onda à barra transmissora ou de saída (segunda barra).

É prática comum a utilização de extensómetros em ambas as barras para medir a onda incidente, a parte reflectida e a parte transmitida. As medições realizadas com os extensómetros permitem obter relações tensão-deformação para o material em estudo.

A figura 2.6 representa um ensaio como o descrito anteriormente, realizado em materiais dúcteis (figura 2.6a) e em materiais frágeis (figura 2.6b), com especial relevo para a presença dos extensómetros. Na figura 2.7 é possível perceber de um modo mais geral a disposição das barras e o seu suporte para a realização do teste.

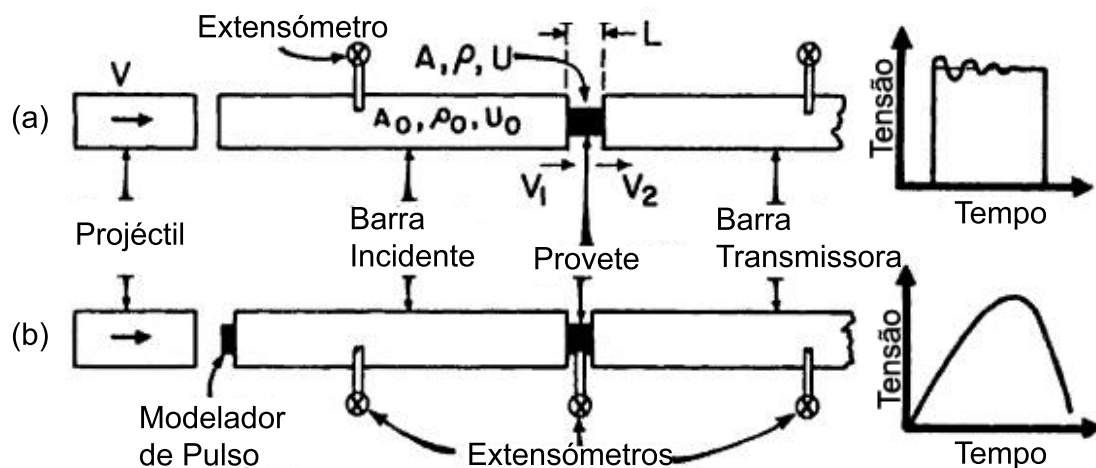


Figura 2.6: Representação de um sistema de geração de impacto segundo Hopkinson para (a) materiais dúcteis e (b) materiais frágeis [2].

O método de Hopkinson possui várias limitações. Por um lado, é necessário que as barras e o provete possuam propriedades mecânicas semelhantes (módulo de Young,

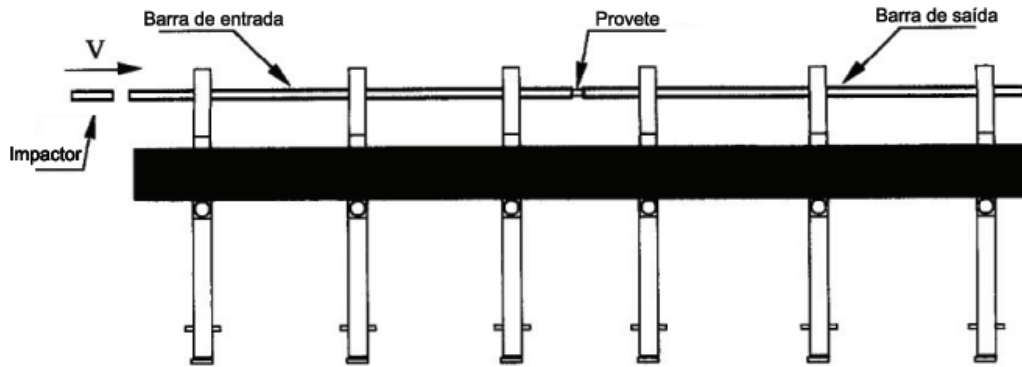


Figura 2.7: Disposição e suporte das barras de Hopkinson para ensaio [6].

densidade, *etc.*) para que o comportamento da onda de pressão se altere apenas por descontinuidade geométrica; a título de exemplo, realizar os referidos testes em provetes de espuma metálica recorrendo a barras maciças pode gerar resultados pouco realistas. Por outro lado, as medições são realizadas a distâncias significativas face à zona onde se encontra o provete: são tomados princípios de elasticidade e homogeneidade das barras e assumem-se conhecidas as condições de contorno, para a determinação das propriedades do material em estudo. Caso os pressupostos considerados não sejam válidos, o teste de impacto poderá levar a valores deturpados com um grau moderado de incerteza quer para os valores de taxa de deformação inerentes ao ensaio quer para os níveis de tensão verificados [3; 6].

Técnica do anel de expansão

A técnica do anel de expansão é utilizada para determinar a curva de tensão-deformação do material constituinte do anel, para um dado valor de taxa de deformação imposto.

A técnica apresentada consiste num cilindro de aço que possui no seu interior um núcleo de material explosivo. O explosivo é detonado, gerando uma onda de choque que viaja na direcção radial para o exterior do cilindro. Sobre a superfície exterior do cilindro é previamente colocado um anel constituído pelo material que se pretende caracterizar. Este anel sofre uma expansão devido à propagação da onda gerada, dando origem a um deslocamento radial: raio de expansão. Na figura 2.8 ilustra-se o procedimento descrito bem como o posicionamento e geometria dos seus constituintes.

Através de interferometria laser é possível obter a história de velocidades de expansão do anel, podendo determinar-se a curva tensão-deformação para a taxa de deformação imposta. Esta dedução é feita, essencialmente, com base na segunda Lei de Newton para um objecto em movimento e resulta em

$$\sigma = \rho r \ddot{r}, \quad (2.1)$$

onde r é o raio de expansão, ρ é a densidade do material e \ddot{r} é a desaceleração sofrida pelo anel durante a expansão. Uma vez que a interferometria laser fornece a velocidade em função do tempo é possível, por diferenciação, obter também a desaceleração do anel.

A técnica do anel de expansão possui falhas ao nível da manutenção da taxa de deformação uma vez que, devido à reflexão da onda no anel, a sua velocidade de expansão

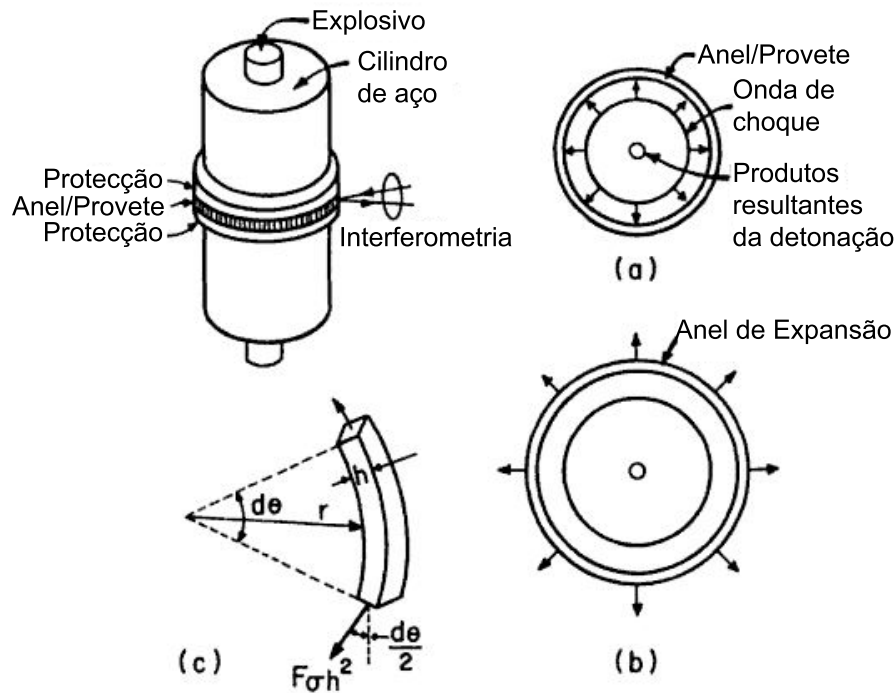


Figura 2.8: Representação esquemática de posicionamento, geometria e etapas da técnica do anel de expansão [2].

diminui continuamente no tempo face ao seu valor inicial. Para contornar esta questão é necessário realizar vários testes com diferentes cargas explosivas, para obter curvas $\sigma - \varepsilon$ a taxas de deformação constantes.

2.1.3 Sistemas de taxas de deformação elevadas ou muito elevadas

Placas aceleradas por cargas explosivas

O sistema de placas aceleradas por cargas explosivas⁴ é o único sistema descrito nesta secção que utiliza cargas não-aceleradas por canhões. Este sistema é utilizado para impelir uma placa em sistemas planos simples, podendo atingir velocidades da ordem de 3000 m/s.

O aparato, ilustrado esquematicamente na figura 2.9, consiste num gerador de ondas planas que actua numa placa inclinada com um dado ângulo α . Este ângulo é tal que a velocidade da placa cria um impacto que é simultaneamente normal e paralelo à superfície onde se encontra alojado o provete.

Uma alternativa para ensaios com maior taxa de deformação é recorrer a uma configuração tipo ratoeira (configuração representada na figura 2.9b) com $\alpha = 11^\circ$; este tipo de estrutura, ilustrado com maior pormenor na figura 2.10, permite gerar duas ondas de choque que se sobrepõem na zona central, provocando um aumento de pressão correspondente. Neste caso, o provete é colocado na zona de sobreposição das ondas de pressão.

⁴Em inglês, *flyer plate accelerating* [3].

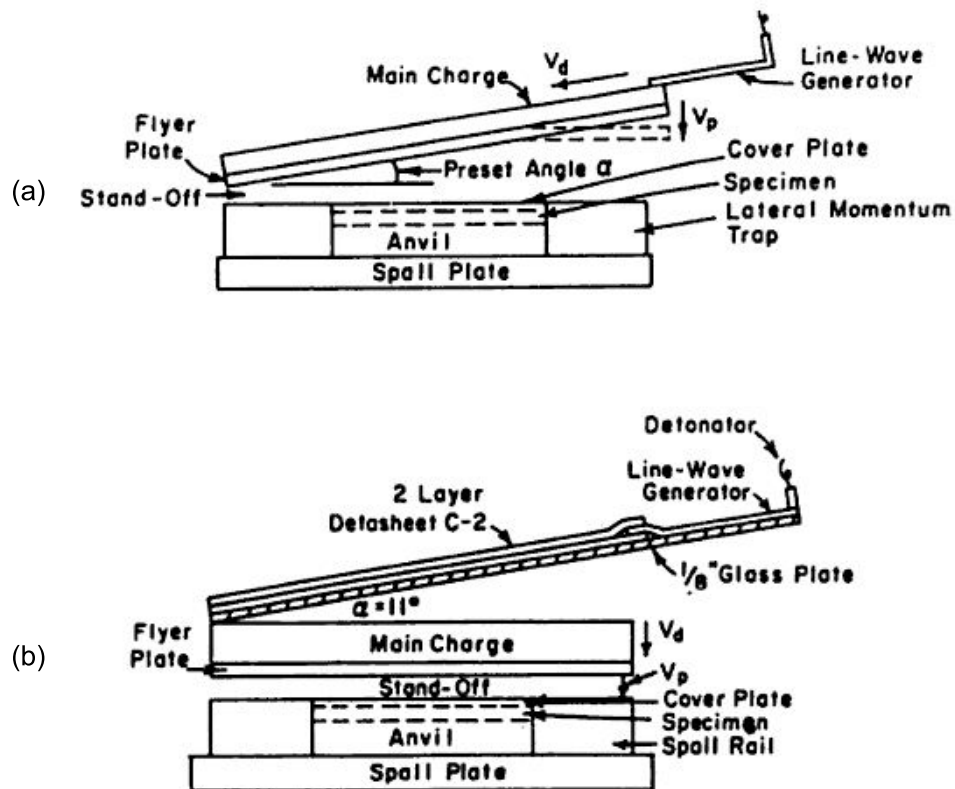


Figura 2.9: Representação esquemática do sistema de placas aceleradas por cargas explosivas: (a) simples e (b) tipo ratoeira [2].

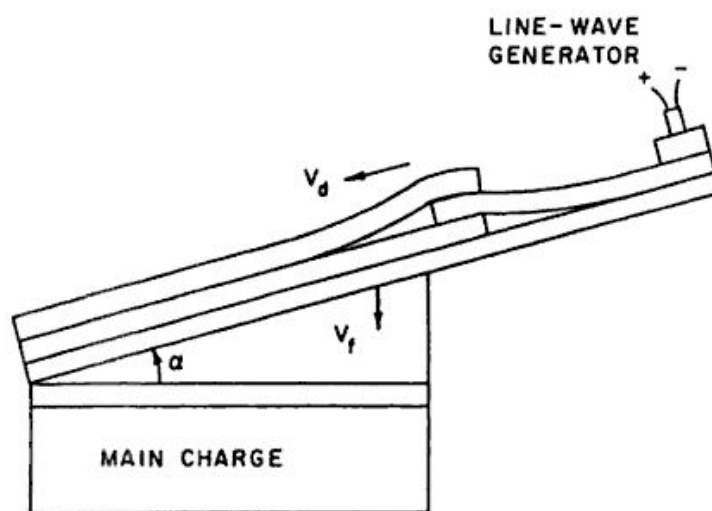


Figura 2.10: Pormenor do sistema para placas aceleradas por explosivos do tipo ratoeira [2].

Canhão de ar comprimido ou de gás leve e estágio único

O canhão de gás leve⁵, com a opção de utilização de ar comprimido, é um sistema de concepção relativamente simples. Uma configuração típica para este sistema pode ser observada na figura 2.11.

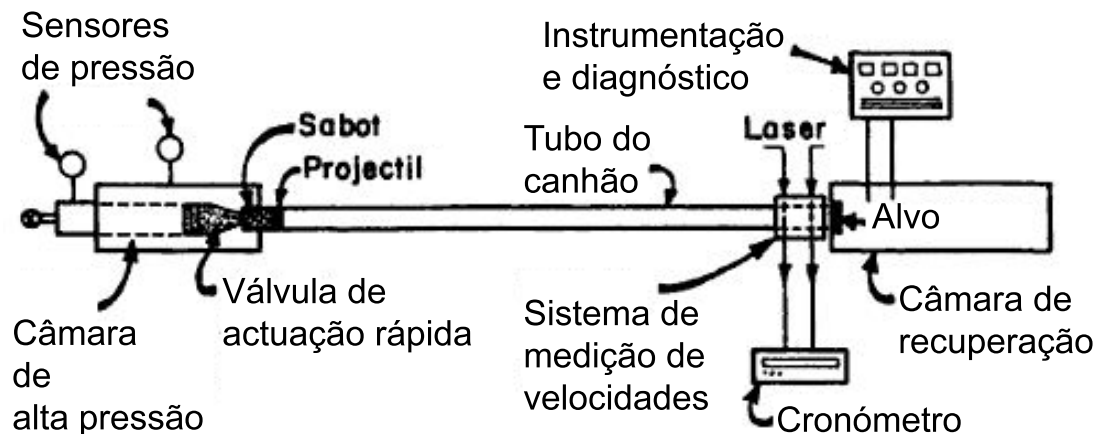


Figura 2.11: Representação esquemática de um canhão de ar/gás leve comprimido de estágio simples [2].

O tipo de canhão em estudo comporta uma culatra, um tubo e uma câmara de recuperação (ou câmara-alvo). Existe ainda uma câmara de alta pressão, onde é colocado o gás, que contém uma válvula de actuação rápida (ou diafragma) cuja ruptura proporciona a sua libertação. O projectil é inicialmente montado num suporte (usualmente designado por *sabot*) e colocado no tubo do canhão, sendo impulsionado pela libertação do gás contido na câmara de alta pressão.

Apesar da utilização preferencial de gases leves, como o Hélio ou o Hidrogénio, nas aplicações de propulsão com gás comprimido, o ar é frequentemente uma opção na medida em que o seu comportamento aproxima o de um gás perfeito, envolvendo baixo custo e risco de transporte ou armazenamento quase nulos, face aos gases leves referidos.

Os ensaios realizados com canhões de ar/gás comprimido baseiam-se na energia alcançada pelo projectil e que atinge o alvo ou provete. A quantificação deste energia pode ser feita por via indirecta, através da velocidade de expansão do gás, ou por meios de medição directos, através de dois feixes laser (ver figura 2.11). A utilização de feixes laser pressupõe o conhecimento da distância entre estes e do tempo decorrido entre a interrupção de cada feixe pelo projectil, implicando a existência de instrumentos de medição e diagnóstico para estas grandezas.

O canhão de ar comprimido será abordado de uma forma mais específica na secção 2.2, uma vez que servirá de base ao estudo a desenvolver nesta dissertação. Nos parágrafos que se seguem serão apresentados outros tipos de canhões.

⁵Em inglês, *one-stage gas gun* [3].

Canhão de gás leve e de duplo estágio

O canhão de gás leve e de duplo estágio⁶ é um sistema que actua em duas fases: na primeira movimenta um pistão de dimensões consideráveis por acção de uma carga explosiva enquanto que na segunda impele um projectil de dimensões inferiores por compressão prévia e expansão de um gás.

O funcionamento do canhão poderá ser traduzido em quatro etapas (duas para cada estágio), conforme se ilustra na figura 2.12. A primeira etapa corresponde à explosão de uma carga de pólvora numa câmara de diâmetro consideravelmente superior ao das restantes secções do canhão. O tubo do canhão encontra-se preenchido por um gás leve (Hélio ou Hidrogénio) que fica confinado ao volume existente entre o pistão e o projectil. A segunda etapa corresponde à compressão do gás através do movimento do pistão impelido pela descarga de pólvora. Na etapa seguinte, o gás atinge um nível de pressão designado por crítico que é suficiente para romper um diafragma, permitindo a expansão do gás. Esta expansão impulsiona o projectil para o exterior do canhão. Por fim, devido aos efeitos da descarga de pólvora, o pistão continua a movimentar-se e, após expelir totalmente o gás do tubo, poderá penetrá-lo parcialmente, terminando o ensaio.

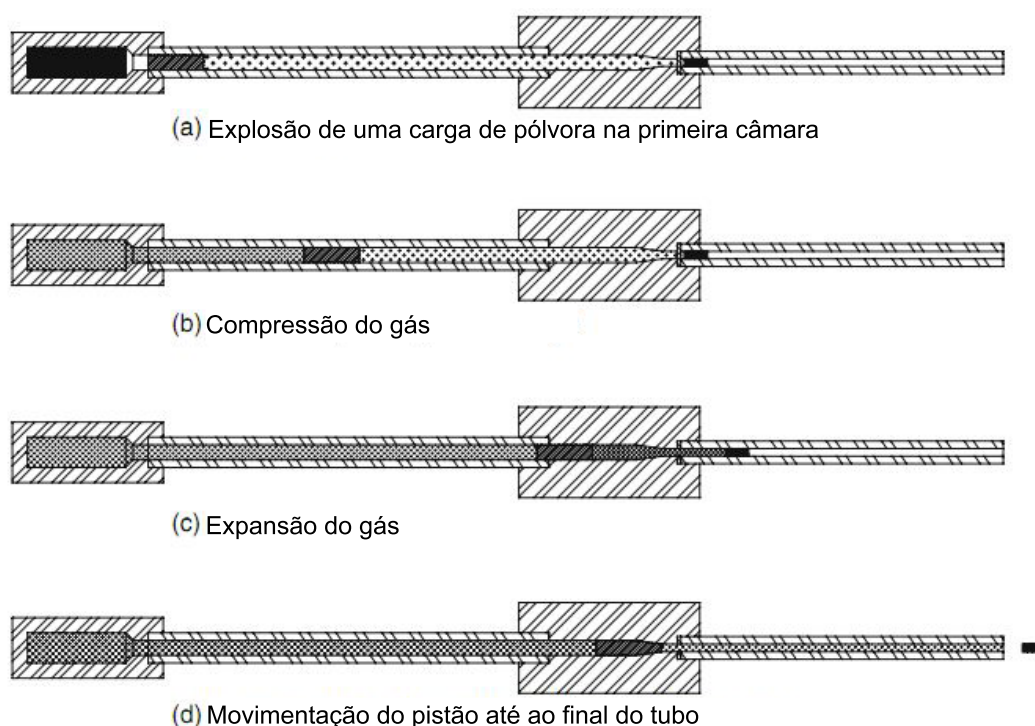


Figura 2.12: Representação das diferentes etapas de funcionamento de um canhão de gás leve e de duplo estágio: (a) descarga de pólvora, (b) compressão do gás, (c) expansão do gás e (d) movimento final do pistão [7].

O objectivo principal dos testes realizados com este tipo de equipamento é gerar pressões instantâneas muito elevadas na zona do gás, de modo a atingir a velocidade máxima possível no projectil.

⁶Em inglês *two-stage gas gun* [3].

Canhão de pólvora

O funcionamento do canhão de pólvora é muito semelhante ao descrito no parágrafo acerca do canhão de ar comprimido, pelo que não será descrito exaustivamente. A diferença essencial entre este equipamento e o de ar (ou gás) comprimido reside no agente propulsor. No canhão de pólvora, como o próprio nome indica, o agente propulsor é a pólvora, uma substância de queima quase instantânea que origina a libertação de uma grande quantidade de energia. Neste caso, é a deflagração da pólvora dentro da câmara de combustão (ver figura 2.13a) que impulsiona o pistão que contém o projectil. A partir deste ponto, o decorrer do ensaio é muito semelhante ao descrito para o canhão de ar comprimido.

A figura 2.13b traduz uma possível representação para um canhão de pólvora, de ensaios balísticos.

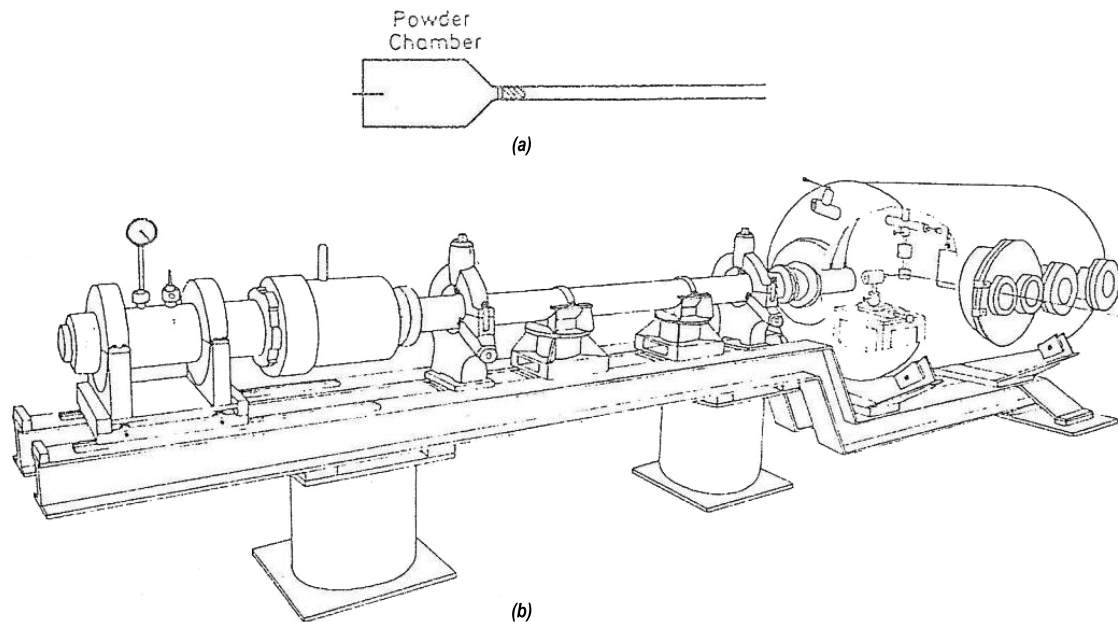


Figura 2.13: Representação esquemática (a) da câmara de combustão de um canhão de pólvora e (b) da vista em perspectiva de um canhão de pólvora [2].

Canhão eléctrico (ou *slapper*)

Usualmente, uma detonação ocorre por acção de um fio quente ou electricamente carregado em contacto com uma porção de material explosivo facilmente detonável que, por sua vez, detona um explosivo final. No caso de um canhão eléctrico ou *slapper*, a detonação é feita por um percutor para melhorar as condições de segurança e obter um maior controlo, uma vez que utilizando apenas o sistema de fio eléctrico, correntes residuais poderiam desencadear a explosão. Consequentemente, um canhão eléctrico com percutor é um sistema de geração de choque onde existe uma cavidade que aloja um explosivo, sendo este o agente activo do teste. Este tipo de canhão é composto pelos elementos indicados na figura 2.14:

- Uma cavidade cilíndrica vertical, para alojamento do explosivo, que a preenche na totalidade;
- Uma folha metálica, sobre a qual se localiza a abertura da cavidade cilíndrica (analogamente a um copo invertido), que tem a função de iniciar o explosivo (EFI: *Explosive Foil Initiator*);
- Um revestimento isolante de Kapton (poliimida) que envolve a flange na abertura da cavidade cilíndrica, como representado na figura 2.15;
- Um alvo ou provete;
- Uma janela para observação;
- Uma linha transmissora de impulso eléctrico, em cobre;
- Equipamento de recolha de dados (interferometria).

A inovação entre o detonador de um canhão eléctrico com percutor e um detonador eléctrico comum prende-se com o mecanismo de detonação: neste caso, a corrente eléctrica não é utilizada para detonar um explosivo auxiliar mas sim para projectar a folha metálica (representada na figura 2.14) que embate no explosivo, detonando-o por percussão e não por descarga eléctrica. O resultado é um dispositivo de accionamento mais controlado e maiores condições de segurança, uma vez que o impulso mecânico crítico necessário à detonação do explosivo é superior a uma carga eléctrica residual.

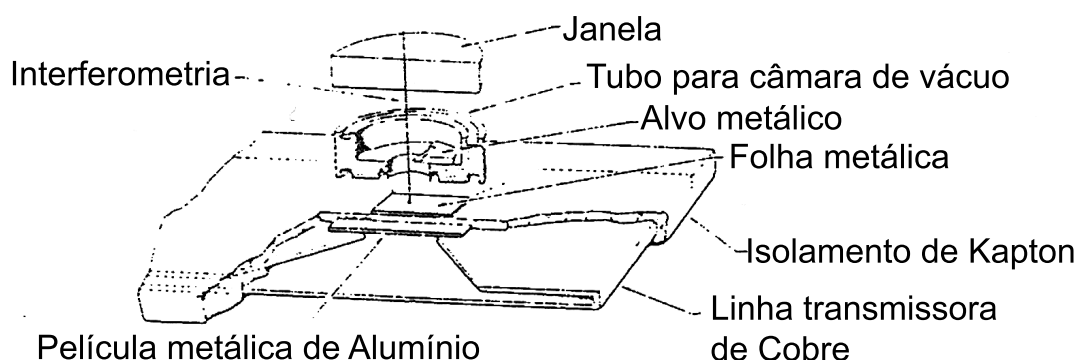


Figura 2.14: Representação esquemática de um canhão eléctrico com percutor e seus componentes [2].

2.2 Especificidades sobre o canhão de ar comprimido

O canhão de ar/gás comprimido e estágio único, como explicado anteriormente, comporta essencialmente uma zona de compressão, um tubo de expansão e uma câmara para colocação do alvo. Atendendo especificamente ao equipamento disponível para o estudo, torna-se essencial compreender o seu funcionamento [2].

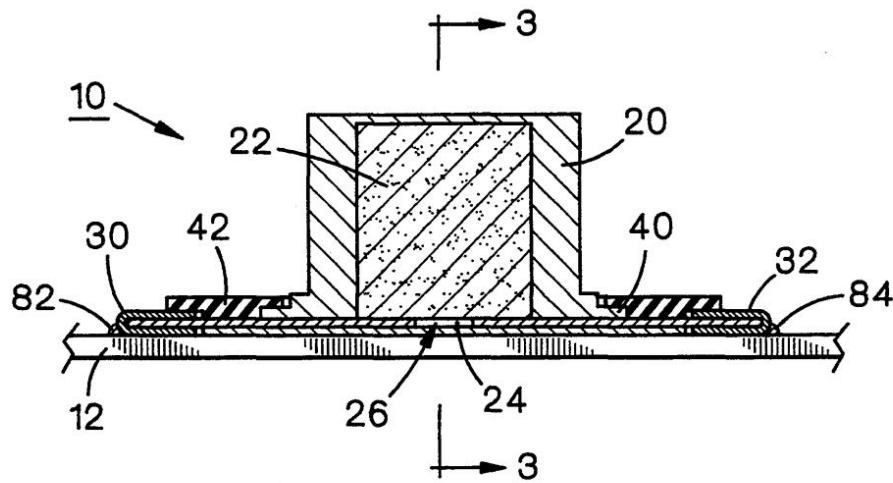


Figura 2.15: Vista em corte do canhão eléctrico e pormenor da flange [8].

O canhão de ar comprimido âmbito deste trabalho é composto por um reservatório de ar comprimido, um tubo, folhas metálicas, um pistão e equipamentos acessórios: compressor, válvulas e tubos flexíveis.

No reservatório de ar comprimido o ar pode ser carregado, recorrendo ao compressor e aos restantes sistemas acessórios (ver figura 2.16), até uma pressão máxima de cerca de 200 bar. Existe um conjunto de folhas metálicas de cobre (ou diafragmas) com uma marcação específica, como se mostra na figura 2.17, cuja ruptura controlada permite a expansão do gás contido no reservatório ao longo do tubo (figura 2.18). Estas folhas permitem uma única utilização, sendo substituídas a cada ensaio, e possuem uma posição definida na zona de abertura do reservatório de pressão, onde são colocadas.

A expansão do gás ocorre na base de um pistão, ou *sabot*, cuja função é alojar o projectil que vai percutir o alvo. O interior do tubo possui uma ranhura que serve para permitir o alinhamento do *sabot*, evitando os efeitos indesejados que podem advir da rotação do projectil, que podem deturpar os resultados do ensaio. Por outro lado, o tubo do canhão é suficientemente longo para garantir uma trajectória rectilínea do projectil face ao alvo. O pistão deve ser leve, uma vez que a massa influencia a energia do projectil, e é normalmente fabricado em materiais poliméricos (Teflon, PVC, Nylon, *etc.*) com as configurações que se podem observar na figura 2.19.

Por fim, a zona representada na figura 2.20 corresponde à extremidade do canhão e tem como função alojar o alvo e permitir a observação do impacto, recorrendo, por exemplo, a câmaras de alta velocidade. Nas figuras 2.21 e 2.22 representam-se vistas gerais do equipamento e da sua estrutura de apoio.

O presente estudo pretende propor e validar uma solução para absorção da onda de pressão gerada em cada ensaio, tendo em conta as limitações existentes no espaço envolvente do equipamento. Outras soluções são conhecidas e, embora não-aplicáveis ao caso em estudo, será interessante mencioná-las.



Figura 2.16: Fotografia dos sistemas acessórios do canhão: válvulas e tubos flexíveis.

2.2.1 Soluções actuais

Actualmente, não existe uma gama vasta de soluções para absorver/minimizar os efeitos da onda de pressão gerada pelo disparo de um canhão de testes balísticos.

Uma onda de pressão advém da libertação instantânea de uma grande quantidade de energia. No equipamento em estudo, este fenómeno pode resultar de três contribuições essenciais [9]:

- Expansão dinâmica do gás propulsor, armazenado no reservatório de pressão — formação de uma onda de pressão na base do projectil que impele o seu movimento;
- Reflexões — da onda acima descrita nos limites materiais envolventes.
- Colisão do projectil no alvo — devido à sua elevada velocidade de translação e ao embate no alvo sólido, ou seja, de densidade superior à do meio onde se desloca (ar);

Devido à massa e dimensões reduzidas dos projecteis a utilizar no equipamento em estudo e à natureza dos ensaios a realizar, a onda de pressão global resulta maioritariamente do contributo da onda gerada ao longo do trajecto pela expansão do gás, cuja propagação é confinada ao espaço existente (aproximadamente unidireccional ao longo do tubo do canhão, desprezando os efeitos das reflexões) e a sua energia é tal que se sobrepõe aos efeitos da colisão do projectil no alvo. Deste modo, é necessário idealizar uma solução adaptada ao meio envolvente do canhão, tendo em atenção o espaço disponível, a natureza da construção onde se encontra inserido e outras considerações que se assumam

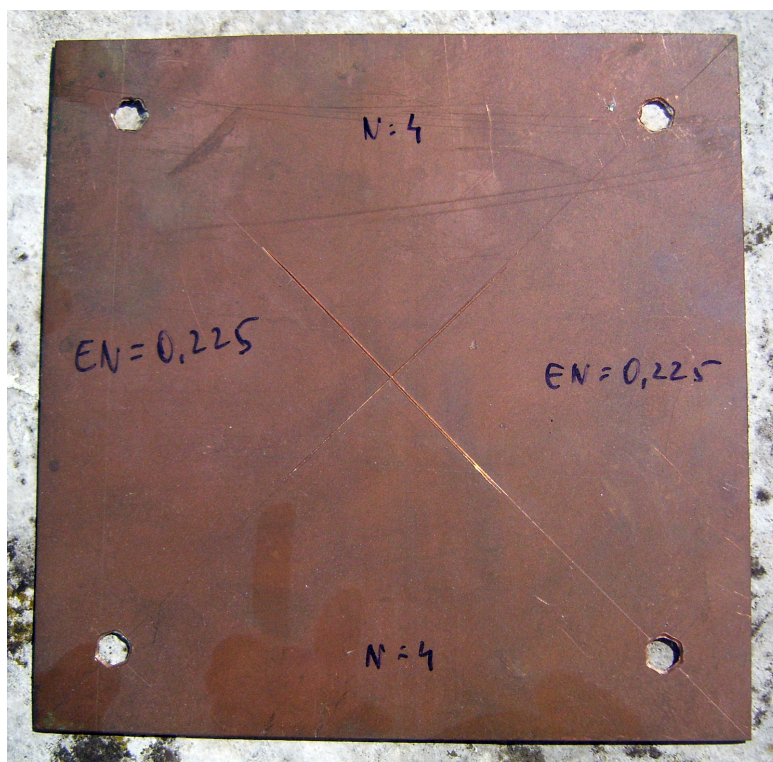


Figura 2.17: Fotografia de uma folha metálica de cobre utilizada como diafragma.

pertinentes, com vista à absorção da onda gerada, possibilitando a realização de ensaios em condições de segurança.

Uma das soluções encontradas para a absorção da onda de pressão global será o isolamento do canhão de gás comprimido numa câmara de paredes de betão armado de elevada espessura e com reforço exterior metálico, a fim de confinar os efeitos da onda gerada nesse volume. Pormenores adicionais, como portas de acesso indirecto (tipo labirinto) ou revestimento das paredes interiores com material dúctil para absorção de estilhaços serão medidas adicionais de segurança para este tipo de câmara. Nesta configuração, o acesso humano é interdito durante o ensaio.

Uma solução alternativa, mais frequentemente utilizada, prende-se com a realização do disparo para a atmosfera que, neste caso, funciona como uma grande “câmara” e dissipa os efeitos da onda de pressão num raio de alguns metros — raio de segurança.

Para o canhão em estudo, nenhuma das soluções acima referidas será viável, uma vez que se encontra operacional e calibrado numa câmara com paredes em alvenaria de tijolo, portas, janelas de vidro, laje de fundo fina (cerca de 15 cm de espessura) e outros sistemas que compõe o laboratório e inviabilizam o disparo livre. Por seu turno, a mobilização do equipamento não é uma opção viável e, como tal, a hipótese disparo atmosférico também foi posta de parte.

Pretende-se dissipar a onda de pressão num reservatório com vácuo parcial, uma vez que a inexistência de meio material (ar) irá maximizar a expansão da onda e limitar a sua propagação, dissipando mais facilmente a energia nela acumulada.



Figura 2.18: Fotografia geral do tubo do canhão.



Figura 2.19: Fotografia de alguns dos pistões para alojamento de projecteis. Pormenor de um *sabot* com guia de alinhamento (ao centro da imagem).

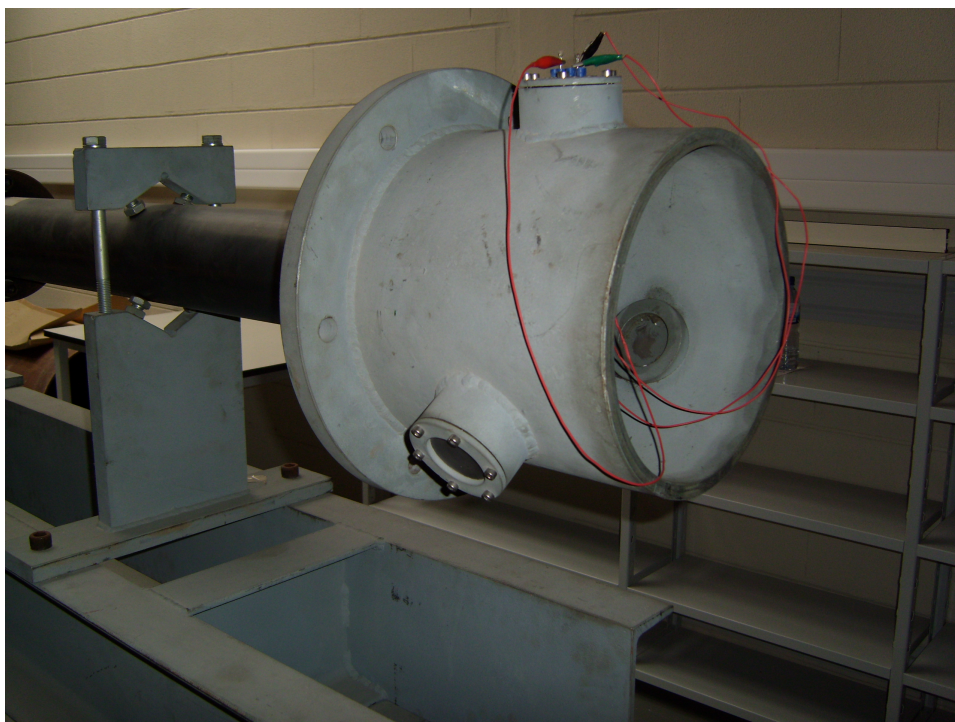


Figura 2.20: Fotografia da câmara de ensaios, na extremidade do canhão, para colocação do alvo, com janelas de observação e instrumentação.



Figura 2.21: Fotografia da estrutura de apoio sobre a qual se encontra montado todo o equipamento.



Figura 2.22: Vista geral do canhão.

Parte II

Métodos e Modelos

Capítulo 3

Fundamentos Termodinâmicos

O presente capítulo apresenta algumas metodologias abordadas com o objectivo de traduzir analiticamente a queda de pressão sofrida pelo gás no canhão em estudo, durante a realização de um ensaio. O estudo pressupõe a existência de um volume adicional, sob vácuo ou contendo ar rarefeito, de modo a dissipar a energia contida na onda de pressão, gerada na base do projectil e que se propaga ao longo do tubo, através de uma expansão. Uma vez que esta expansão será conseguida recorrendo à concepção de um reservatório a acoplar ao canhão, atribui-se a este volume a designação reservatório de expansão, designação pela qual será mencionado a partir deste ponto do documento. Desde já se antecipa a necessidade de conhecer as propriedades termodinâmicas iniciais do gás (p_0 , v_0 e T_0 , respectivamente, pressão, volume e temperatura) e estabelecer algumas das propriedades finais análogas, quer por pressupostos intrínsecos à transformação (*e.g.* transformação adiabática, transformação isotérmica, *etc.*) quer por limitações físicas (*e.g.* espaço útil para colocação do reservatório).

Os fundamentos termodinâmicos estudados ao longo do MIEM relacionam-se, quase exclusivamente, com transformações estáticas ou quase-estáticas. Por seu turno, a transformação que ocorre após o accionamento do canhão é fortemente transiente, uma vez que envolve a alteração das propriedades termodinâmicas do gás (nomeadamente da pressão) num curto intervalo de tempo (ordens de grandeza inferiores a 1 segundo).

De acordo com a pesquisa realizada, foram abordadas as metodologias descritas nas secções seguintes, para determinação de propriedades termodinâmicas relevantes, e analisada a aplicabilidade de cada uma delas ao tipo de transformação em estudo.

3.1 Canhões de alta velocidade

Os fundamentos termodinâmicos descritos nesta secção foram inicialmente propostos em 1966 e explicam o funcionamento de um propulsor de pressão constante na base do projectil [1].

Idealmente, assume-se que a pressão que faz deslocar o projectil se mantém constante na sua base ao longo de todo o percurso dentro do tubo do canhão. Se se considerar que a pressão na base do projectil corresponde à pressão de armazenamento do gás comprimido $p_0 = \bar{p} = \text{constante}$, designada por pressão máxima admissível, por analogia se conclui que a pressão na extremidade oposta do projectil é nula — negligenciando perdas, assumindo

que o contacto entre a superfície interior do tubo e a superfície exterior do pistão¹ é perfeitamente isolado e considerando que o tubo se encontra sob vácuo.

O canhão em estudo possui uma configuração interior semelhante à representada na figura 3.1, onde D_0 é o diâmetro do reservatório de gás comprimido e D_1 é o diâmetro do tubo. A transição entre estas duas zonas é feita através de uma região troncocónica, também representada na figura. A propagação da onda de pressão na zona troncocónica, para o caso geral, exige um tratamento complexo. Contudo, uma vez que para o caso em estudo esta zona se encontra antes do diafragma que possibilita a libertação do gás comprimido, não há qualquer efeito de onda a estudar ao longo da zona troncocónica.

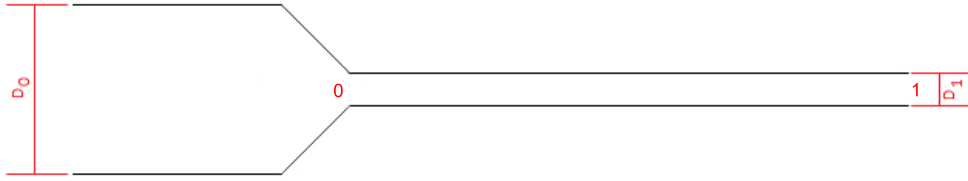


Figura 3.1: Representação esquemática da configuração interna do canhão em estudo, com indicação das zonas de medição para as variáveis de entrada (0) e saída (1) do volume de controlo.

O método aqui proposto para determinar as propriedades termodinâmicas do gás ao longo expansão aproxima escoamentos em zonas de secção constante a escoamentos unidireccionais e determina que a variação das propriedades termodinâmicas do gás ao longo do tempo é desprezável quando comparada com a variação destas ao longo do trajecto da onda (espaço). Deste modo, a este método encontram-se associados os seguintes pressupostos:

- Escoamento isentrópico (ou adiabático), não ocorrendo trocas de energia entre o fluxo de gás e o meio envolvente;
- Escoamento unidimensional nas zonas de secção constante;
- As variações temporais, não sendo efectivamente desprezáveis, podem assumir-se como tal face às variações espaciais;
- O método baseia-se nos estados inicial e final do escoamento;
- As propriedades a determinar poderão ser obtidas ou relacionadas pela equação dos gases perfeitos

$$pV = nRT, \quad (3.1)$$

assumindo que o gás propulsor é um gás perfeito.

A metodologia proposta baseia-se, ainda, na seguinte forma da equação da continuidade de massa

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{VC} = (\rho u A)_0 - (\rho u A)_1 \quad (3.2)$$

¹ Atribui-se esta designação ao conjunto composto pelo *sabot* e pelo projectil.

e na equação da continuidade de energia, isto é,

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC} = \left[\left(h + \frac{u^2}{2}\right)(\rho u A)\right]_0 - \left[\left(h + \frac{u^2}{2}\right)(\rho u A)\right]_1, \quad (3.3)$$

tendo em atenção que VC se refere ao volume de controlo que é, no caso em estudo, o tubo do canhão e que as variáveis indicadas representam a massa de ar m no volume de controlo, a energia interna no volume de controlo E , a entalpia específica h , a velocidade do gás u e a área de secção transversal A .

Por simplificação das equações 3.2 e 3.3, com base nos pressupostos indicados, obtém-se

$$\rho_0 u_0 A_0 = \rho_1 u_1 A_1 \quad (3.4)$$

e

$$h_0 + \frac{u_0^2}{2} = h_1 + \frac{u_1^2}{2}, \quad (3.5)$$

onde o subíndice 0 corresponde à zona inicial e o subíndice 1 corresponde à zona final do tubo, conforme representado na figura 3.1.

Para um fluido isentrópico, onde $dh = (dp/\rho)_s$, atendendo às equações 3.4 e 3.5, obtêm-se as relações finais

$$h_1 - h_0 = \int_{p_0}^{p_1} \frac{dp}{\rho} \quad (3.6)$$

e

$$\frac{u_1^2 - u_0^2}{2} = \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{\rho}. \quad (3.7)$$

A relação 3.6 indica que, para estabelecer uma pressão final adequada ao projecto mecânico do reservatório de expansão é necessário conhecer a densidade do gás e a sua variação entre os estados inicial e final bem como os valores inicial e final de entalpia do processo. Na prática, este procedimento não é auto-suficiente, uma vez que não é viável a obtenção dos valores de entalpia à entrada e à saída do tubo e que a densidade do gás está, ela mesma, dependente da pressão verificada. Por outro lado, a aplicação da equação dos gases perfeitos (equação 3.1) também poderá encerrar uma limitação à aplicabilidade do método, uma vez que define a incompressibilidade de um gás real em condições de temperatura elevada e pressão reduzida, de modo a aproximar o seu comportamento ao de um gás ideal, sendo utilizada apenas por aproximação (a segunda condição não é verificada, uma vez que a pressão de accionamento do canhão em estudo poderá atingir os 200 bar).

3.2 Princípio de funcionamento de um canhão de batata

A metodologia descrita nesta secção baseia-se no estudo do funcionamento de um canhão de batata [10]. Um canhão de batata é um tipo de canhão muito utilizado para realização de experiências físicas, sobretudo demonstrações e feiras de ciência. Este sistema pode ser accionado recorrendo a diferentes métodos de propulsão, nomeadamente: gás comprimido, explosivos e quebra súbita de vácuo. O primeiro método de propulsão é equiparado ao canhão pneumático em estudo, podendo ser modelado como um sistema de pistão-cilindro, onde o pistão se desloca no interior do cilindro por acção da pressão gerada.

Para o estudo do caso pneumático, os princípios que constituem o método assentam em fundamentos físicos e termodinâmicos conhecidos, como a segunda lei de Newton

$$F = ma, \quad (3.8)$$

a primeira lei da Termodinâmica

$$dU = dQ + dW \quad (3.9)$$

e a equação dos gases perfeitos (equação 3.1).

A validade dos pressupostos considerados na metodologia anterior (descrita na secção 3.1) acerca da isentropia/reversibilidade da expansão bem como do comportamento do gás assumido ideal mantêm-se para o método actual. À partida, poder-se-ia limitar a utilização deste método com base na aplicação da equação dos gases perfeitos a um gás real submetido a uma pressão elevada. Contudo, optou-se por manter este princípio de análise, por aproximação, na tentativa de encontrar e aplicar, ainda que de forma preliminar, uma metodologia que se aproxime o mais possível do comportamento dinâmico. Para além dos pressupostos já considerados, existe ainda um conjunto de condições que é necessário verificar ao aplicar o método de estudo balístico de um canhão de batata:

- O pistão desliza sem atrito, para efeitos de análise (na realidade existe atrito entre este e a parede interna do canhão que, em termos práticos, contribui para dissipar a energia interna da onda, afectando positivamente o projecto);
- O projecto é realizado em vazio, uma vez que a resistência do ar actua dissipando a energia de movimento e, consequentemente, aumentando a margem de segurança de projecto;
- Não ocorrem fugas de gás entre o pistão e a parede interna do cilindro (todo o gás que se liberta do reservatório de pressão desloca-se ao longo do tubo, na base do pistão);
- A pressão atmosférica é desprezável face à pressão do gás;
- A expansão é quase-estática, ou seja, a velocidade do pistão é significativamente inferior à velocidade do som.

3.2.1 Formulação matemática do método

Partindo das leis mencionadas (equações 3.1, 3.8 e 3.9) é possível chegar à formulação matemática do método em estudo. Sabendo que a existência de uma pressão a actuar na base do pistão se traduz numa força por unidade de área

$$p = \frac{F}{A}, \quad (3.10)$$

e atendendo à segunda lei de Newton (equação 3.8), pode escrever-se

$$p = \frac{ma}{A}, \quad (3.11)$$

onde p corresponde à pressão que actua na base do pistão, m é a massa total do pistão, a é a aceleração sofrida pelo mesmo e A a área da secção transversal do tubo, que

corresponde à área de secção transversal do pistão, considerando que não ocorrem fugas como referido nos pressupostos. Uma vez que o volume do tubo percorrido pelo pistão é dado por $V = Ax$, onde x é distância entre o diafragma (posição inicial) e o pistão, e atendendo à equação 3.11, a equação dos gases perfeitos resulta

$$\left(\frac{ma}{A}\right) Ax = nRT, \quad (3.12)$$

que, depois de simplificada, resulta em

$$(ma)x = nRT. \quad (3.13)$$

Atendendo à primeira lei da Termodinâmica (equação 3.9) onde, para uma transformação adiabática, $dQ = 0$, resulta $dU = dW$. Por definição, quando um gás não troca energia sob forma de calor com a sua vizinhança, a sua energia interna diminui à medida que este realiza trabalho, neste caso, sobre o pistão.

Atendendo agora à formulação da energia interna para um gás ideal

$$U = ncT, \quad (3.14)$$

onde c corresponde ao calor molar específico a volume constante, e sabendo que o trabalho é a energia posta em jogo quando a aplicação de uma força num dado universo provoca um deslocamento e é dado, sob forma infinitesimal, por

$$dW = Fdx = pdV, \quad (3.15)$$

é possível traduzi-lo em função de variáveis já relacionadas (ver equações 3.8 e 3.13), obtendo-o em função das variáveis termodinâmicas

$$dW = -\frac{nRT}{x}dx. \quad (3.16)$$

Em função do trabalho infinitesimal e da energia interna, definidos com base nas propriedades termodinâmicas do gás, é possível estabelecer o balanço energético

$$nc\frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{nRT}{x}u, \quad (3.17)$$

onde u é a velocidade do gás, e obter deste modo uma expressão para determinação de algumas propriedades termodinâmicas da expansão em função de outras, *e.g.*, conhecer o perfil de velocidades ao longo da posição do projectil, sabendo o gradiente de temperaturas.

Relativamente ao objectivo inicial — obtenção de uma variável final (pressão ou volume) que permitisse projectar o reservatório de expansão — este método sugere o tratamento do problema através de uma relação para transformações adiabáticas, ou seja

$$pV^\gamma = \text{constante}. \quad (3.18)$$

Determinadas as relações que constituem o método descrito, revela-se fundamental a sua aplicação prática ao problema em estudo, a fim de testar a sua aplicabilidade.

3.2.2 Aplicabilidade do método ao caso em estudo

Assumindo que os restantes pressupostos se encontram assegurados ou não podem ser alteradas as condições que os verificam, o teste à velocidade de expansão do gás será a condição mais relevante para testar a aplicabilidade desta metodologia ao problema em estudo. Este pressuposto não é mais do que uma medida do carácter estático da expansão, ou seja, define a fronteira entre a transformação quase-estática e a transformação dinâmica. Note-se que, uma vez que se desprezam perdas, atritos e outros mecanismos de dissipação de energia, a velocidade de expansão da onda corresponderá à velocidade de excursão do projectil.

Atendendo à composição do ar atmosférico², esta pode ser aproximada à de um gás diatômico que, em condições ideais, possui um valor de $\gamma = 1,4$. Conhecendo as condições extremas de pressão em que podem ser realizados os ensaios no equipamento disponível e os volumes das suas zonas úteis é possível aplicar a equação 3.18. Note-se que uma das variáveis finais (pressão ou volume) terá que ser arbitrada ou seleccionada por algum critério extraordinário, a fim de determinar a variável restante. O objectivo da aplicação deste procedimento é obter o volume mínimo necessário para o reservatório de expansão de modo a atingir a pressão final pretendida.

Com base na geometria do equipamento, conhece-se o volume do reservatório de ar comprimido $V_0 = 0,02416 \text{ m}^3$, a pressão máxima admissível $p_0 = 200 \text{ bar}$, optou-se por, a título de exemplo, determinar o volume necessário para expandir o ar até à pressão atmosférica, $p_1 = 1 \text{ bar}$. O Volume final obtido foi $V_1 = 1,0634 \text{ m}^3$. Sabendo que o volume do tubo do canhão é $V_{\text{tubo}} = 0,0204 \text{ m}^3$, o volume de reservatório necessário corresponde ao total determinado subtraído do volume do reservatório de ar comprimido e do volume do tubo, ou seja, $V_{\text{RE}} = 1,0188 \text{ m}^3$.

Segundo os princípios abordados, a relação de pressões em função da velocidade do projectil pode ser dada pela relação

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{u^2 m}{2ncT_0}\right)^{c/c+1} \quad (3.19)$$

e a velocidade ao longo do percurso do projectil por

$$u^2 = \frac{2ncT_0}{m} \left[1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^{R/c}\right], \quad (3.20)$$

onde p corresponde à pressão final pretendida e p_0 à pressão inicial de disparo; u é a velocidade do pistão e m é sua massa total; n é a quantidade molar de ar contida no reservatório e será determinada, por aproximação, com recurso à equação dos gases perfeitos (equação 3.1), T_0 corresponde à temperatura absoluta do ar e c é o calor específico a volume constante que, para um gás perfeito diatômico é $c = (5/2)R$, onde R é a constante dos gases perfeitos³. Limitando a expansão à extensão do tubo, cujo comprimento $L = 4 \text{ m}$, é possível determinar o perfil de velocidades ao longo do tubo do canhão durante a expansão, atendendo a que a constante x_0 corresponde ao ponto onde se inicia a expansão (diafragma) mas não é nula, tomando o valor da distância entre o diafragma ao início do canhão (extremidade do reservatório de pressão), ou seja, $x_0 = 516 \text{ mm}$. A

² Maioritariamente Azoto e Oxigénio.

³ $R = 8,314 \text{ kJmol}^{-1}\text{K}^{-1}$

temperatura ambiente assumida foi $T_0 = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, o que em termos absolutos resulta em $T_0 = 293\text{ K}$. Sabendo que a pressão inicial considerada foi de 200 bar ($p_0 = 200 \times 10^5\text{ Pa}$) e conhecendo o volume do reservatório de ar comprimido $V_0 = 0,02416\text{ m}^3$, é possível determinar a quantidade molar de ar contida no reservatório, $n = 198,36\text{ mol}$.

No que diz respeito à massa do pistão, esta poderá variar entre $m_{\min} = 30\text{ g}$ (massa do *sabot*) e $m_{\max} = 300\text{ g}$ (com o projectil). Deste modo será feito o estudo da evolução da velocidade ao longo do tubo e da pressão para o perfil de velocidade obtido, tanto com a massa mínima com a massa máxima possíveis de utilizar para o pistão.

As dimensões consideradas para o canhão são definidas e fornecidas na documentação respectiva, pelo que se considerou suficiente mencioná-las apenas para utilização. Contudo, para uma melhor compreensão, a figura 3.2 representa esquematicamente as suas dimensões internas mais relevantes. Atendendo a esta, o diafragma encontra-se colocado entre a zona 2 e a zona 3 representadas.

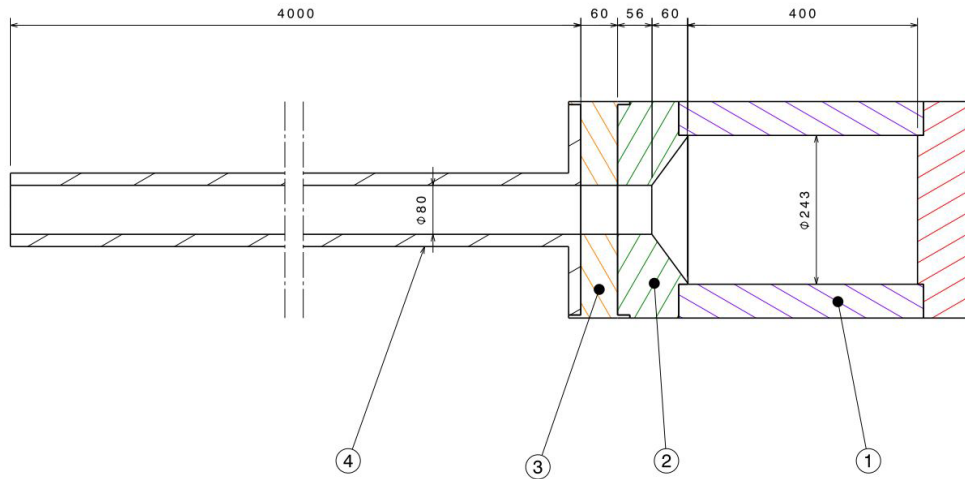


Figura 3.2: Representação esquemática das principais dimensões do canhão e classificação por zonas: reservatório de pressão (1), zona troncocónica (2), zona fixa de secção constante (3) e tubo (4).

Sabendo que a velocidade de propagação do som no ar, a uma temperatura de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ é $v_{\text{som}} = 343,2\text{ m/s}$ [11], considerou-se que, para cumprir os pressupostos do método, esta poderia atingir um valor máximo igual a v_{som} . Na verdade, o seu valor máximo terá que ser bastante inferior (no mínimo, uma ordem de grandeza inferior para garantir o carácter estático do processo) mas, por uma questão de verificação, considerou-se a aproximação descrita.

No gráfico da figura 3.3 representam-se os perfis de redução de pressão possíveis de obter (p/p_0) dentro dos limites de velocidade anteriormente descritos quer para o projectil com a massa inferior quer para o projectil com a massa superior. É possível verificar que os rácios de pressão tendem a diminuir com o aumento da velocidade, ou seja, que a maior queda de pressão é conseguida, segundo o método presente, quanto maior for a velocidade atingida pelo projectil. Por outro lado, embora para uma maior massa se verifique uma maior redução de pressão (menor pressão à saída) possível do que no caso em que a massa do pistão é mínima, o rácio mínimo que se obtém é $p/p_0 \approx 0,94$ o que resulta numa pressão final $p = 188\text{ bar}$, para uma pressão de disparo de 200 bar.

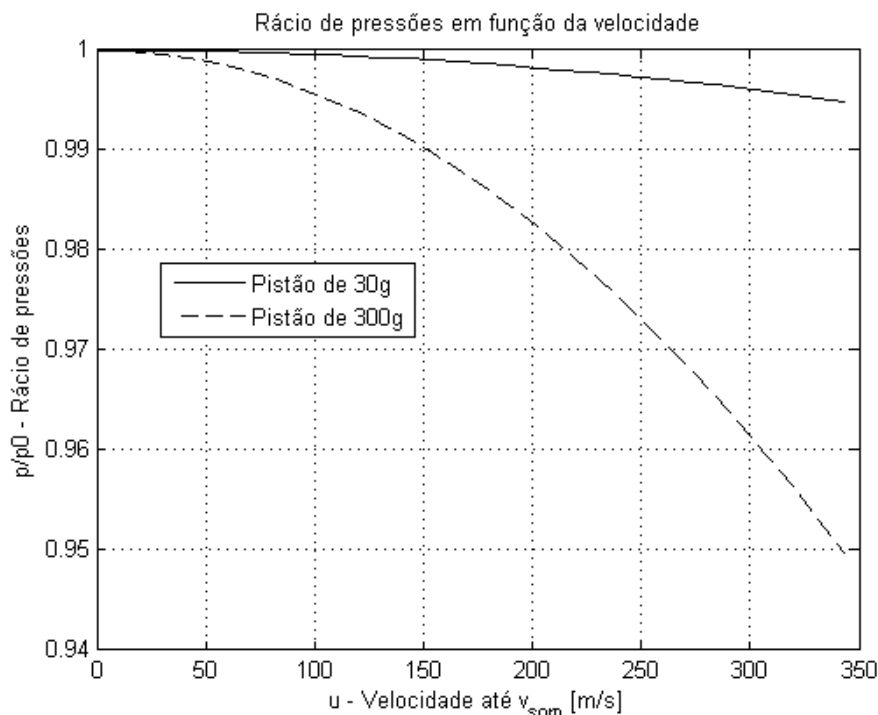


Figura 3.3: Representação do rácio de pressões em função da velocidade do projectil, limitada à velocidade do som, para os valores máximo e mínimo de massa do pistão.

A representação do perfil de velocidades ao longo do tubo do canhão (figura 3.4) traduz velocidades de deslocamento do pistão muito elevadas, face à velocidade do som que, independentemente da pressão, seriam atingidas pelo projectil no volume de tubo existente.

Em suma, o método apresentado nesta secção não foi considerado viável para a análise dado que um dos seus pressupostos mais significativos — a avaliação do carácter estático da expansão — é largamente infringido e, como tal, a validade dos princípios apresentados não se encontra assegurada.

3.3 Fundamentos sobre expansão rápida de gases comprimidos na base de um pistão

A última abordagem apresentada baseia-se na análise do efeito da interacção molecular na expansão rápida de um gás comprimido, sobre a base de um pistão [12]. Nesta abordagem não serão contabilizados os efeitos moleculares mas apenas as relações que traduzem o comportamento termodinâmico do gás ao longo da expansão.

O movimento de um pistão impulsionado por uma onda de pressão, gerada pela expansão de um gás comprimido, que incide na sua base pode ser directamente relacionado com as propriedades do gás gerador do impulso. A obtenção desta relação depende de alguns pressupostos assumidos no início da análise, nomeadamente no que diz respeito ao carácter da expansão. A aproximação mais comum consiste em assumir a expansão

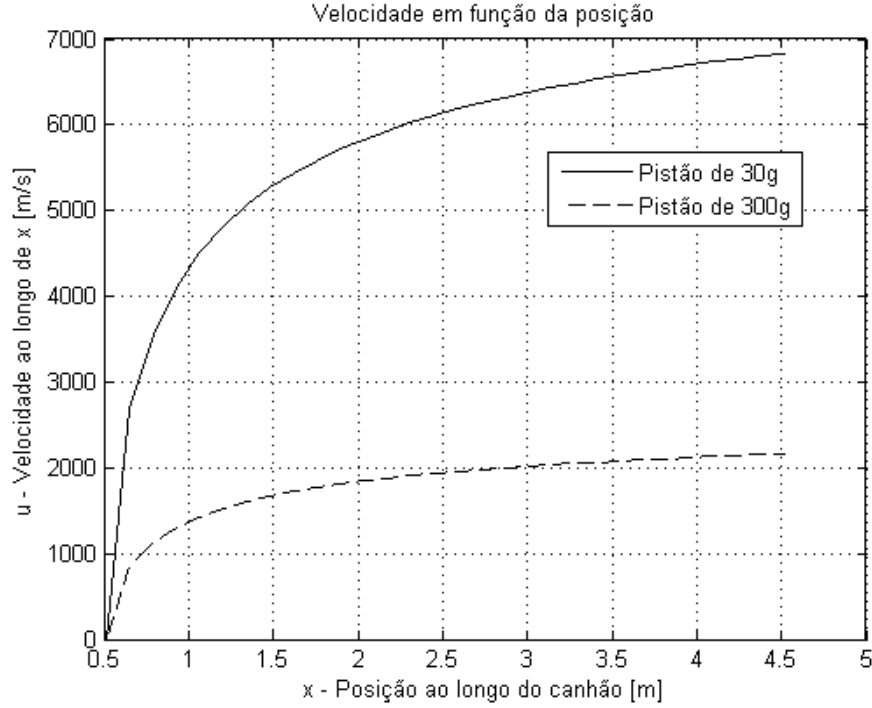


Figura 3.4: Representação do perfil de velocidade do projectil em função do seu deslocamento ao longo do tubo, para os valores máximo e mínimo de massa do pistão.

como isentrópica.

O método apresentado tem como objectivo exprimir a pressão em função da densidade do ar. Um dos fenómenos analisados por esta metodologia é o conceito de onda de rarefacção. Uma onda de rarefacção é gerada durante a expansão de um gás; para o canhão balístico, o movimento do pistão cria um volume adicional na sua base e o gás, que se expande gradualmente, vai criando uma zona de depressão no volume deixado para trás. Este fenómeno gera o retorno de parte do gás em expansão, situação que se verifica várias vezes ao longo do processo de expansão global. O efeito das ondas de rarefacção necessita de um tratamento matemático específico. Contudo, o seu tratamento pode ser simplificado e este fenómeno negligenciado caso o gás em trabalho seja suficientemente denso e o fluxo seja tão lento quanto o necessário para que os movimentos moleculares possam ser considerados localmente em equilíbrio. Não existindo informação específica sobre limites que definam a densidade do ar e a caracterização do fluxo para este fenómeno, optou-se por desprezar os efeitos da onda de rarefacção na análise em estudo, uma vez que este acontecimento gera perdas de energia na onda global e, consequentemente, actua a favor da segurança no projecto.

Considerando a expansão unidimensional da onda de pressão, os efeitos das reflexões podem ser desprezados. Neste caso, para uma expansão adiabática, a relação

$$\partial p = -\rho \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)} \partial u \quad (3.21)$$

é válida e traduz uma relação de pressão em função da velocidade do projectil.

Da equação 3.21 verifica-se a necessidade de conhecer a variação da pressão em função da densidade do gás. Para o procedimento considerou-se a equação dos gases perfeitos (equação 3.1), à semelhança dos procedimentos anteriores.

3.3.1 Abordagem ao método tomando o ar como um gás ideal

A abordagem baseada no pressuposto que o ar possui um comportamento ideal assenta numa aproximação grosseira (analisada na secção 3.2). Contudo, assumindo como a melhor aproximação possível, baseia-se essencialmente nos dois pressupostos seguintes:

- Expansão isentrópica (ou adiabática), como foi assumido nas metodologias anteriores;
- Calor específico a volume constante c_v constante, ou seja, não depende da temperatura.

Como, para o caso em estudo, a velocidade do projectil não é um parâmetro de projecto, procurou-se obter da bibliografia consultada uma relação entre os diferentes estados de pressão e densidade (variável da qual é possível extrair o volume final). A equação

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^k, \quad (3.22)$$

onde $k = (c_v + R)/c_v$, satisfaz a relação pretendida.

Como forma de comparar a metodologia actual com a descrita na secção anterior, determinou-se, sob as mesmas condições, o volume mínimo necessário ao reservatório de expansão, a fim de realizar uma análise comparativa.

3.3.2 Estudo comparativo entre a metodologia actual e a metodologia abordada para um canhão de batata

Nas condições do teste conduzido no parágrafo 3.2.2, pretende-se determinar o volume final para o reservatório, com base na metodologia actual.

Considerando que o ar, após comprimido e decorrido um período de tempo, se encontra à temperatura ambiente, $T_0 = 20\text{ °C} = 293,15\text{ K}$, conhecendo os calores específicos a volume constante do ar, enquanto gás perfeito, que delimitam este valor de temperatura, é possível interpolar e obter $c_v = 717,7\text{ J kg}^{-1}\text{ K}^{-1}$, para a temperatura ambiente considerada [13]. Ainda importantes para este estudos são:

- Constante universal dos gases perfeitos, $\bar{R} = 8,314\text{ J mol}^{-1}\text{ K}^{-1}$;
- Massa molar do ar, $M = 29 \times 10^{-3}\text{ kg/mol}$;
- Constante universal em termos mássicos, $R = \bar{R}/M = 286,69\text{ J kg}^{-1}\text{ K}^{-1}$
- Pressão inicial, $p_0 = 200\text{ bar}$;
- Pressão final, $p = 1\text{ bar}$;
- Volume do reservatório, $V_0 = 0,02416\text{ m}^3$;
- Volume do tubo do canhão, $V = 0,0204\text{ m}^3$.

Sabendo que a densidade traduz o quociente entre a massa e o volume de um dado universo, $\rho = m/V$, a equação 3.1 pode ser reescrita na forma

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (3.23)$$

tal que, aplicada à situação inicial do problema, armazenamento estático de ar comprimido no reservatório, seja possível obter a sua densidade inicial (aproximada), isto é

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = 237,97 \text{ kg/m}^3. \quad (3.24)$$

Atendendo a V_0 , a massa de ar total envolvida na transformação será $m_0 = 5,749 \text{ kg}$.

Aplicando agora a equação 3.22, utilizando R e c_v sob forma molar — \bar{R} e $c_v = 5/2R$ —, dado o carácter adimensional de ambos os membros da equação, a densidade final do ar em todo o volume do canhão e reservatório de expansão que permite atingir uma pressão final de 1 bar é $\rho = 5,407 \text{ kg/m}^3$. Uma vez que a massa de ar se mantém, o volume total necessário à expansão vem $V = 1,0634 \text{ m}^3$ e o volume mínimo necessário para o reservatório de expansão será $V_{RE} = 1,0188 \text{ m}^3$.

Comparando o volume obtido para o reservatório de expansão com o volume determinado na secção 3.2, verifica-se que os valores coincidem. Esta concordância de valores deve-se ao facto de a equação 3.22 traduzir uma transformação adiabática estática, dado que $k = 1,4 = \gamma$ e $m = m_0$. Consequentemente, os métodos apresentados em 3.2 e 3.3 representam a mesma lei termodinâmica.

3.4 Selecção da metodologia a utilizar

Não obstante as limitações impostas, a equação 3.18 é a mais frequentemente utilizada em problemas semelhantes ao caso em estudo. Como tal, optou-se por relacionar as variáveis significativas do processo através deste princípio.

Medidas adicionais serão implementadas, a fim de contornar a invalidade de alguns pressupostos, no capítulo que se segue. Destas medidas podem-se destacar, à partida, o aumento do volume do reservatório de expansão face ao volume mínimo necessário e o recurso à simulação numérica pelo Método dos Elementos Finitos (a fim de estudar a evolução e comportamento da onda de pressão ao longo do tubo do canhão).

Capítulo 4

Métodos adicionais para contabilização de fenómenos dinâmicos

No capítulo 3 foram analisadas metodologias cujo objectivo fundamental consistiu em obter uma relação válida, em regime transiente, para as propriedades termodinâmicas do ar, nomeadamente à saída do tubo do canhão. Uma vez que nenhum dos fundamentos abordados se verificou integralmente adequado à problemática deste estudo, optou-se por considerar medidas adicionais, a fim de garantir a segurança de projecto.

O presente capítulo serve, essencialmente, como ferramenta adicional aos fundamentos termodinâmicos abordados e pretende definir e/ou enquadrar entre limites admissíveis as propriedades termodinâmicas relevantes para o dimensionamento do reservatório de expansão. Da aplicação destes métodos adicionais pretende-se determinar uma geometria-base que sirva de elo de ligação para utilizar procedimentos normalizados que permitam obter a configuração geométrica final para o reservatório¹.

A abordagem actual comportará, essencialmente, três fases fundamentais:

1. Proposta e selecção do método adicional a aplicar à análise;
2. Obtenção do volume mínimo para o reservatório de expansão;
3. Análise mecânica de diferentes configurações cilíndricas;

4.1 Método adicional a aplicar à análise

Não conhecendo o comportamento exacto da onda de pressão e de todas as variáveis intrínsecas à sua expansão, foi desenvolvida uma metodologia adicional do tipo *Upper Bound/Lower Bound*², para garantir a segurança de projecto. Paralelamente, foi realizada uma simulação numérica com o objectivo de traduzir numérica e visualmente o fenómeno e avaliar o grau de concordância com os fundamentos abordados no capítulo 3. O valor da variável de projecto a avaliar — neste caso, a pressão — será definido tendo

¹Procedimentos a abordar no capítulo 5.

²Limitar o valor das variáveis a intervalos que comportem máximos e mínimos admissíveis.

em conta o valor que, enquadrado no limite definido, traduza uma maior fiabilidade de resultados e garanta uma maior margem de segurança efectiva.

Na prática, a onda de pressão propaga-se no tubo de forma confinada, como se mostra na figura 4.1a, e, a partir do momento em que ocorre a quebra de isolamento entre a superfície externa do pistão e a superfície interna do tubo (normalmente por colisão com o alvo), a sua configuração e a sua forma de propagação alteram-se e esta tende a propagar-se em todas as direcções, como representado na figura 4.1b. O valor de pressão a limitar com a aplicação do procedimento descrito cinge-se à pressão do gás na extremidade do tubo, isto é, ao valor de pressão com que a onda chega ao reservatório antes de se expandir.

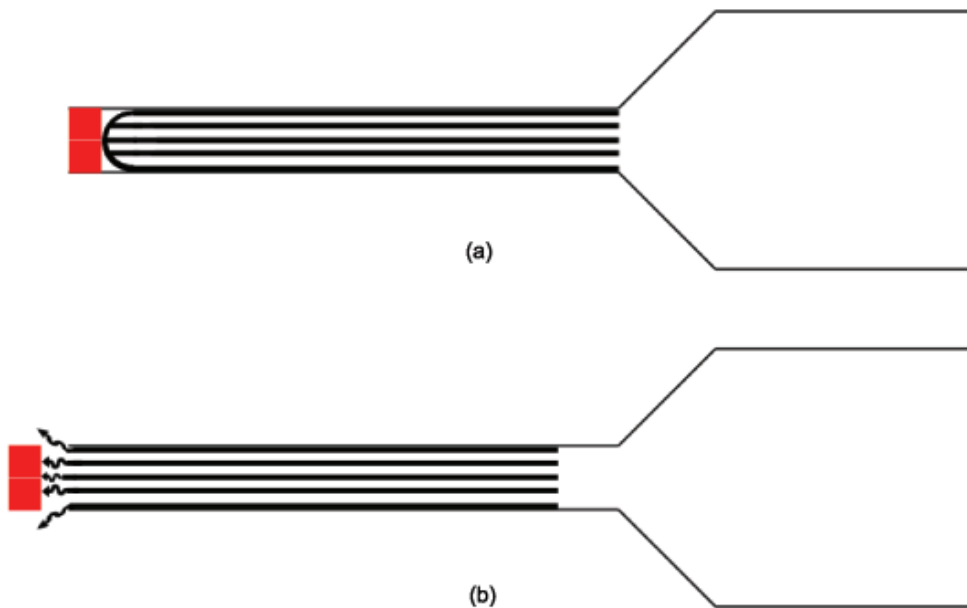


Figura 4.1: Representação esquemática da configuração e modo de propagação da onda de pressão (a) quando confinada ao tubo e (b) após quebra de isolamento pistão-tubo.

4.1.1 Definição do *upper bound* — limite superior

O *upper bound*, ou limite superior, a considerar será aquele que garante a contabilização de todos os fenómenos que possam ocorrer ao longo da expansão no volume considerado e que possam ter efeitos indesejados no valor de pressão esperado.

Considerando que o gás se encontra armazenado a uma pressão de 200 bar e que qualquer aumento de volume, para a mesma quantidade de ar, implica uma queda da pressão, prevê-se que a expansão ao longo do tubo tenha como consequência uma queda de pressão face à pressão máxima/inicial referida. Por seu turno, o fenómeno de onda de rarefacção (ver secção 3.3) implica uma perda constante de energia da onda de pressão. Por outro lado, as reflexões sofridas pela onda no material envolvente poderão impedir que a queda de pressão seja tão acentuada como esperado.

Não sendo possível conhecer com pormenor o modelo de comportamento da onda nas condições acima descritas, optou-se por considerar como *upper bound* para a pressão no

final do tubo o valor inicial de pressão de disparo, ou seja, assumir que, hipoteticamente, ao longo do volume adicional conferido pelo tubo, a onda não sofre qualquer perda de pressão.

4.1.2 Definição do *lower bound* — limite inferior

O *lower bound*, ou limite inferior, a considerar será aquele que defina com exactidão o valor mínimo de pressão que se pode verificar considerando que o ar se expande ao longo do volume adicional do tubo do canhão.

Com base nos fundamentos termodinâmicos abordados, a pressão mínima possível para a expansão nas condições referidas corresponde à pressão obtida numa expansão onde os fenómenos dinâmicos de difícil contabilização não são considerados, nomeadamente os efeitos de ondas de rarefacção, as reflexões e o próprio comportamento dinâmico da onda de pressão. Deste modo, o *lower bound* para a pressão obtida no final da expansão ao longo do tubo do canhão corresponde à pressão que se obteria para uma expansão estática, tendo por base os mesmos estados termodinâmicos (inicial e final).

Conhecendo o volume do reservatório de ar comprimido ($V_0 = 0,02416 \text{ m}^3$), o volume adicional conferido pelo tubo ($V = 0,0204 \text{ m}^3$), a pressão inicial ($p_0 = 200 \text{ bar}$) e aplicando a relação 3.18, determinou-se um *lower bound* $p = 85 \text{ bar}$, para a situação em estudo.

Consequentemente, com a aplicação da metodologia de *upper bound/lower bound* obtém-se

$$p \in [85; 200] \text{ [bar]} \quad (4.1)$$

e assume-se que todo e qualquer valor de pressão obtido, considerando apenas a expansão do ar ao longo do tubo, não é válido se não pertencer ao intervalo agora definido. Naturalmente que, com base no intervalo de valores definido, será seleccionado o valor de pressão que confira maior margem de segurança ao projecto.

4.1.3 Análise pelo Método dos Elementos Finitos

Com o intuito de prever o comportamento da onda de pressão nas zonas já mencionadas (expansão ao longo do tubo do canhão), foi realizada uma análise numérica, recorrendo ao *software* de simulação pelo Método dos Elementos Finitos LS-Dyna³.

O objectivo da análise descrita é modelar a expansão do ar no percurso que engloba o reservatório de ar comprimido e o tubo, comprovar a existência de uma diminuição da pressão e verificar se a pressão final obtida se enquadra dentro dos limites definidos nos parágrafos 4.1.1 e 4.1.2.

Descrição do modelo

Na modelação do problema descrito foram utilizadas abordagens específicas e pressupostos que se consideraram representativos do problema no seu âmbito real. Nos parágrafos que se seguem são descritos os pressupostos da análise e as abordagens utilizadas.

³ *Software* de simulação pelo método dos elementos finitos para aplicações generalizadas, modelação dinâmica e de fenómenos transientes, capaz de simular fenómenos complexos do mundo real [14].

Pressupostos da análise

Um dos pressupostos da análise prende-se com a natureza do problema no que diz respeito aos carregamentos aplicados, às condições de contorno e ao tipo de materiais que o compõem.

Considerando que todas as condições de contorno se encontram aplicadas axissimetricamente face ao eixo comum do reservatório de ar comprimido e do tubo (*i.e.*, as zonas de encastramento são compostas por secções pertencentes à superfície externa de geometrias cilíndricas com eixos coincidentes), que o material constituinte do equipamento (aço) tem um comportamento isotrópico e que a onda se propaga de modo radialmente homogêneo e com uma frente de onda perfeitamente semi-esférica, a modelação foi realizada considerando axissimetria face ao eixo de revolução do canhão. Consequentemente, foram utilizados elementos axissimétricos e gerada uma malha de elementos finitos perfeitamente estruturada excepto na zona de transição de secção transversal, como se pode ver na figura 4.2.

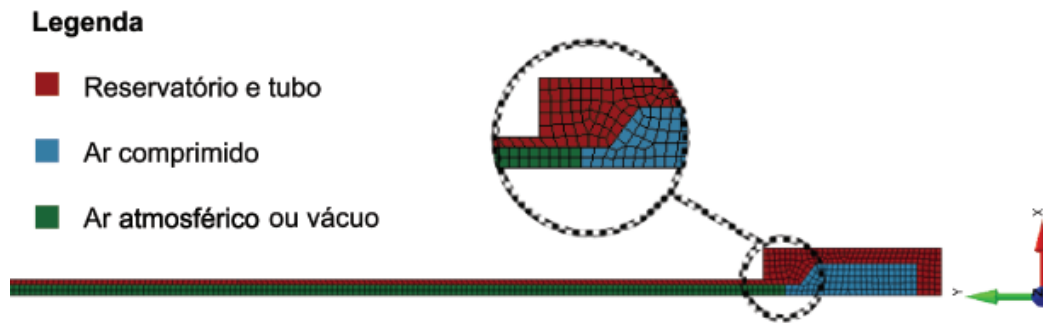


Figura 4.2: Representação da vista axissimétrica dos diferentes componentes utilizados para modelação, com pormenor da malha numa zona onde esta se apresenta acentuadamente irregular (O_y é o eixo de axissimetria).

O segundo pressuposto essencial advém da natureza acentuadamente transiente do problema, que conduziu à modelação da expansão com base numa abordagem arbitrariamente lagrangiana e euleriana, que comporta a modelação de todos os constituintes da análise, sólidos e não-sólidos, como o ar ou o vácuo.

Por fim, é importante dar a conhecer a realização de duas análises distintas, partindo do ar comprimido no reservatório a uma mesma pressão inicial: expansão do ar a 200 bar considerando que no tubo se encontra ar à pressão atmosférica e expansão do ar a 200 bar considerando que o tubo se encontra sob vácuo.

Abordagem Arbitrariamente Lagrangiana e Euleriana (ALE)

A modelação de sólidos e fluidos num mesmo sistema, com ou sem interacção, implica a utilização de formulações específicas. Para o caso em estudo, o problema modelado comporta uma componente lagrangiana que corresponde às geometrias do reservatório de ar comprimido e do tubo (representadas esquematicamente na figura 4.2 e modeladas como uma geometria única) e duas componentes eulerianas, representativas do ar comprimido e da zona livre do tubo do canhão, respectivamente (também representadas na figura 4.2). A análise pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) teve por base este tipo de formulação.

Aa formulação lagrangiana define a posição de um ponto material, traduzindo-se numa malha cuja deformação dos nós acompanha a deformação do material enquanto que a formulação euleriana possui uma malha cujos nós são definidos por coordenadas fixas ao longo do qual o material (fluido) é transportado. Pode dizer-se, de forma simplificada, que a formulação lagrangiana se adequa a análises de carácter estrutural enquanto que a componente euleriana é aplicável, sobretudo, à modelação dinâmica de fluidos [15; 16; 17].

Numa formulação do tipo ALE, todas as componentes estruturais do problema serão tratadas, por norma, como estruturas lagrangianas. No entanto, a cada incremento de tempo para as componentes representativas dos fluidos são usadas arbitrariamente formulações lagrangianas e eulerianas, consoante o nível de deformação atingido pela malha. Pelo facto de se tratar de um algoritmo arbitrário, o custo computacional é reduzido face a uma abordagem puramente lagrangiana (tubo e reservatório) e puramente euleriana (ar).

Modelos de material

Os modelos de material considerados para a análise são essencialmente três: modelo de material sólido (aço), modelo de ar (comprimido e à pressão atmosférica) e modelo de vácuo. Nos parágrafos seguintes descrevem-se as propriedades tomadas para cada um dos materiais considerados.

Modelo de material sólido

Conforme será estudado na secção 4.3, o material usado na construção do reservatório será um aço de construção do tipo S235 ou superior conforme análise mecânica a realizar posteriormente.

Para a realização do modelo de material sólido foram utilizadas as propriedades mecânicas elásticas do material referido, descritas na tabela 4.1, não tendo sido considerados parâmetros de plasticidade, uma vez que a geometria do canhão (geometria modelada) advém de um estudo realizado antes da sua construção, verificado e validado no que diz respeito ao seu comportamento mecânico face à situação de disparo nas condições limite (200 bar). Esta opção foi corroborada pelo facto de o material que constitui o canhão possui propriedades mecânicas significativamente superiores às do aço considerado para o reservatório de expansão.

Tabela 4.1: Tabela de propriedades mecânicas elásticas para o aço S235 [18].

Densidade	Módulo de Young	Coefficiente de Poisson
[kg/m ³]	[GPa]	
7850	206,57	0,3

Modelo de ar

A definição do ar no modelo de elementos finitos implica a atribuição de parâmetros materiais (*NULL*), mais especificamente a densidade do ar, e a utilização conjunta de uma equação de estado linear polinomial que defina o estado termodinâmico em que este se encontra. Nestes moldes, foram definidos dois modelos de material: um modelo cuja densidade corresponde à do ar à pressão atmosférica, dada pela equação dos gases

perfeitos (equação 3.1), e outro modelo para o ar comprimido, cuja densidade é dada pela relação entre a massa de ar existente no reservatório de pressão e o seu volume (ver capítulo 3, parágrafo 3.3.2).

No domínio das equações de estado necessárias para complementar a modelação do ar no problema, a equação de estado linear polinomial necessária ao algoritmo utilizado pelo programa de elementos finitos exige a determinação de constantes cujos valores se encontram definidos na bibliografia consultada [19]. A definição do valor de pressão inicial para o ar é feita com base nos parâmetros E_0 e v_0 da equação de estado, onde E_0 corresponde ao parâmetro de energia interna, dado por

$$E_0 = \frac{p_0}{\gamma - 1}, \quad (4.2)$$

onde p_0 é a pressão a que se encontra o gás no seu estado termodinâmico inicial, e v_0 é o volume relativo, ou seja, o rácio de volumes entre o volume de gás e um volume de referência [16]. Uma vez que definir só uma destas duas propriedades é condição suficiente para definir a pressão desejada, optou-se por considerar que o volume de gás e o volume de referência são coincidentes ($v_0 = 1$) e definir, para uma pressão inicial de 200 bar ($p_0 = 200 \times 10^5$ Pa) um parâmetro de energia interna $E_0 = 5 \times 10^7$ Pa. Analogamente, para o ar atmosférico, com $p_0 = q \times 10^5$ Pa, obteve-se $E_0 = 2,5 \times 10^5$ Pa.

Na tabela 4.2 resumem-se os valores utilizados na modelação do ar em ambas as situações descritas.

Tabela 4.2: Tabela de propriedades para o ar.

	ρ [kg/m ³]	Constantes da equação de estado							E_0 [Pa]	v_0
Ar comprimido	238	C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	5×10^7	1
Ar à pressão atmosférica	1,2056	0	0	0	0	0,4	0,4	0	$2,5 \times 10^5$	1

Modelo de vácuo

O modelo de vácuo, enquanto material, revelou-se mais simples na sua definição, uma vez que o parâmetro que o define é a sua densidade. Este parâmetro foi arbitrado, considerando que um valor de densidade mil vezes inferior à do ar à pressão atmosférica ($\rho_{\text{vacuo}} = 1,2056 \times 10^{-3}$ kg/m³) seria razoável para modelar este meio material. Este modelo não necessita da definição de uma equação de estado.

Condições de contorno

Em termos de condições de contorno, verificou-se a necessidade de definir zonas de encastramento semelhantes às que traduzem os apoios reais do problema, bem como restrições congruentes com a axissimetria do problema.

A figura 4.3a ilustra as zonas onde foi considerado o encastramento da estrutura, em nós pertencentes a anéis da superfície exterior cilíndrica, espaçados entre eles uma distância $d = 1$ m ao longo do tubo e em zonas de apoio do reservatório de ar comprimido.

Na figura 4.3b, os nós que se encontram sobre o eixo O_y (eixo de axissimetria) foram utilizados para definir a axissimetria, de acordo com as condições de contorno se encontram descritas na tabela 4.3.

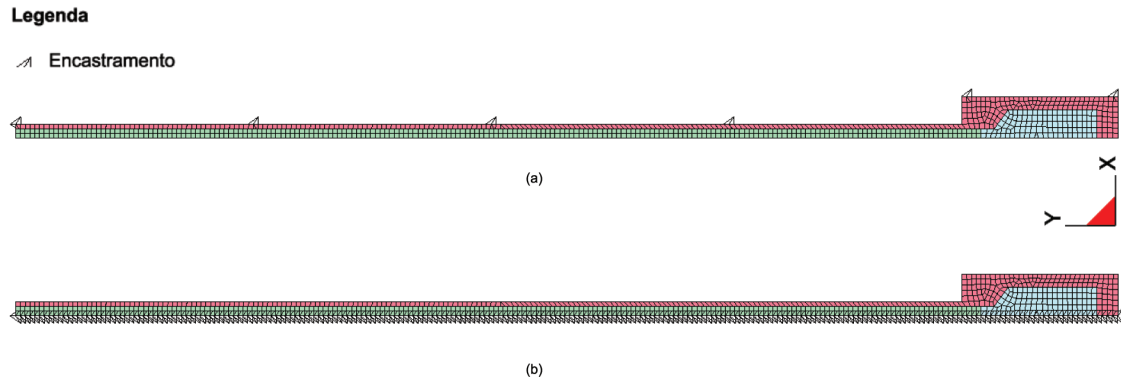


Figura 4.3: Representação esquemática das condições de contorno do problema: (a) nós encastrados e (b) axissimetria.

Tabela 4.3: Condições de contorno de axissimetria em torno do eixo O_y .

Deslocamentos			Rotações		
dx	dy	dz	θ_x	θ_y	θ_z
0	dy	dz	θ_x	0	0

De modo a evitar reflexões e a contabilizar apenas o efeito da expansão unidireccional da onda ao longo do tubo, foi ainda considerada um condição de contorno nos nós da extremidade do canhão que incorporam a parte euleriana, como representado na figura 4.4, designada por condição de não-reflexão⁴.

4.1.4 Resultados e discussão

Foram analisados resultados para os dois tipos de expansão modelados. Inicialmente, considerou-se a não-realização de vácuo no tubo do canhão, assumindo que no início da expansão este continha ar à pressão atmosférica e que o ar comprimido, a uma pressão inicial de 200 bar, se expandia ao longo deste volume. Uma análise posterior prendeu-se com a necessidade de modelar uma situação mais próxima do real, uma vez que o volume livre do canhão será submetido a vácuo antes da realização de qualquer ensaio, não só para possibilitar um maior volume útil de expansão mas também para reduzir perdas de energia do projectil, que poderão influenciar os resultados finais dos ensaios.

Na figura 4.5 encontram-se representadas diferentes etapas da expansão, cuja percepção gráfica é comum para a expansão em ar à pressão atmosférica e em vácuo, onde o estágio (1) corresponde à fase inicial (ar comprimido confinado ao reservatório de pressão) e o estágio (5) corresponde à chegada da onda à extremidade do tubo.

Expansão com ar atmosférico

Inicialmente, foram medidos valores de pressão no reservatório de ar comprimido a fim de confirmar o valor de pressão inicial do ar. Foram seleccionados alguns elementos pertencentes a esta componente, cujas numeração e localização se encontram representadas

⁴Em inglês, *non-reflecting boundary condition*.

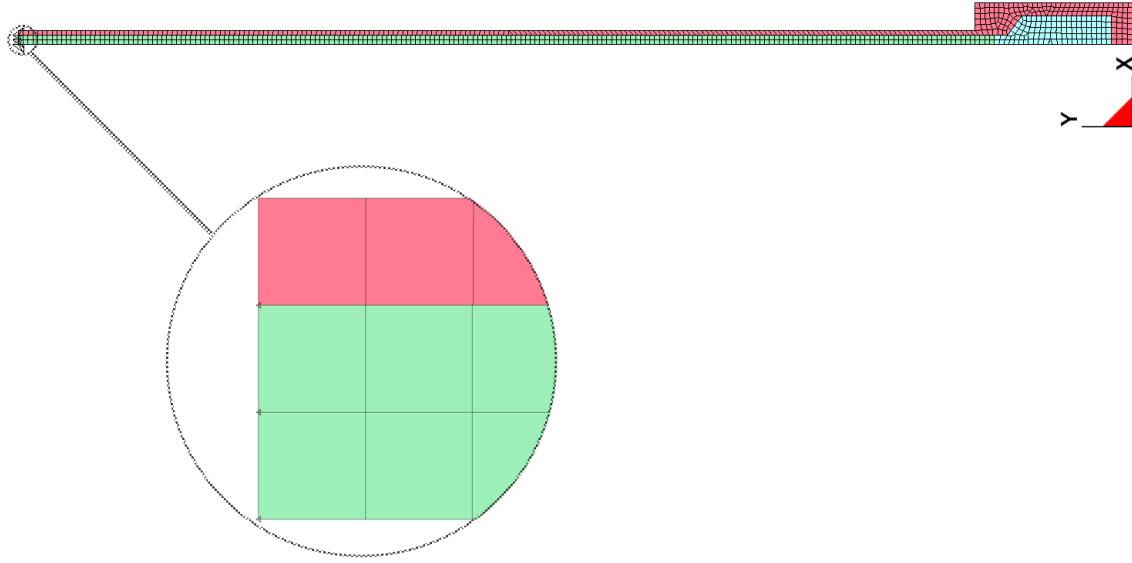


Figura 4.4: Representação esquemática das condições de contorno do problema: nós de não-reflexão e respectiva vista em pormenor.

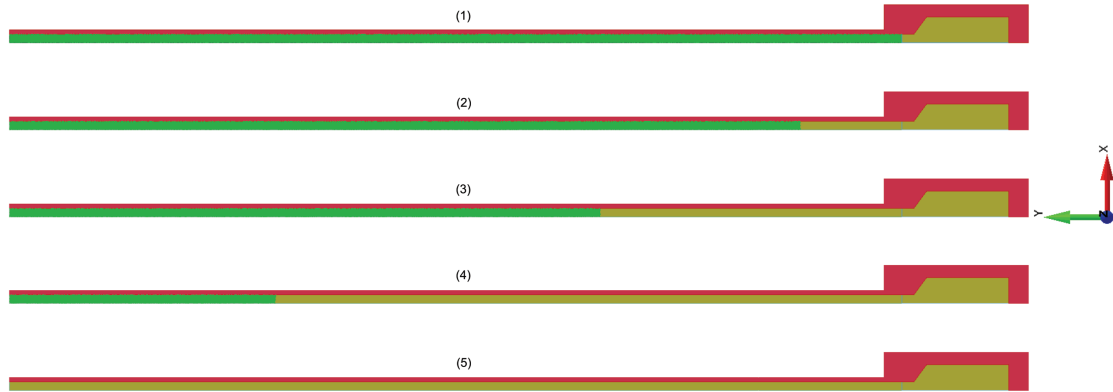


Figura 4.5: Representação esquemática de uma sequência de estágios de expansão verificada para ambas as abordagens realizadas.

na figura 4.6. Os resultados obtidos encontram-se representados no gráfico da figura 4.7 em termos de evolução temporal da pressão, cujo valor máximo se verifica no instante de tempo inicial e corresponde, para todos os elementos analisados, à pressão esperada $p_0 = 2 \times 10^7$ Pa (200 bar).

Nos elementos representados e numerados na figura 4.8, pertencentes à zona final do tubo do canhão, foram medidos valores de pressão do ar, a fim de obter o valor máximo desta variável nesta zona do canhão. Os resultados encontram-se representados, em função do tempo, no gráfico da figura 4.9.

Expansão com vácuo

Na expansão considerando que o tubo se encontra sob vácuo, o procedimento para análise

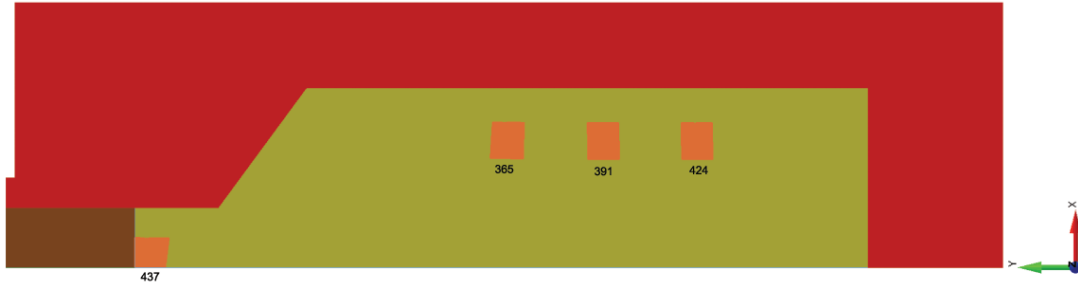


Figura 4.6: Representação esquemática e numeração dos elementos utilizados para medição da pressão no reservatório de ar comprimido, para a expansão em ar à pressão atmosférica.

de resultados foi semelhante ao descrito anteriormente.

Uma vez que a formulação para a componente de ar comprimido não foi alterada, os resultados iniciais de pressão obtidos foram semelhantes aos representados no gráfico da figura 4.7, confirmando-se deste modo uma pressão inicial para esta componente $p_0 = 2 \times 10^7$ Pa (200 bar).

Nos elementos representados e numerados na figura 4.10, pertencentes à zona final do tubo do canhão, foram medidos valores de pressão do ar, a fim de obter o valor máximo desta variável ocorrido na referida zona do canhão. Os resultados encontram-se representados, em função do tempo, no gráfico da figura 4.11.

Discussão de resultados

Analisando de forma comparativa as duas metodologias abordadas, com base nos gráficos representados nas figuras 4.9 e 4.11, é possível observar diferentes comportamentos na evolução da pressão. Se, por um lado, utilizando uma expansão para o tubo contendo ar à pressão atmosférica não se observam alterações significativas no valor máximo da pressão na extremidade do tubo face à pressão atmosférica (pressão inicial no tubo), $p_{\text{atm}} = 1 \times 10^5$ bar, por outro lado, quando se utilizou um meio em vácuo para modelar o problema os valores máximos de pressão sentidos, apesar de muito inferiores (cerca de 1×10^{-3} bar), sofreram flutuações e ocorreram em instantes de tempo distintos, concordantes com a propagação da onda de pressão.

Não obstante os resultados obtidos e a formulação do problema, os valores de pressão na extremidade do tubo não se enquadram dentro dos limites definidos pela equação 4.1. Inúmeras considerações poderão estar na base desta discrepância, nomeadamente: formulação incorrecta do problema, inaplicabilidade da metodologia ALE à situação descrita e existência de um elevado número de variáveis a controlar, sendo que nem todas poderão ser contabilizadas da forma mais correcta.

Enquadrando os resultados obtidos com a análise numérica pelo o método dos elementos finitos e os limites de *upper bound* e *lower bound* definidos, considerou-se que a solução mais conservadora para a determinação da variável de projecto necessária ao dimensionamento do reservatório de expansão seria assumir que a pressão do ar ao longo do volume adicional conferido pelo tubo não decresce e, portanto, se mantém no valor inicial de 200 bar.

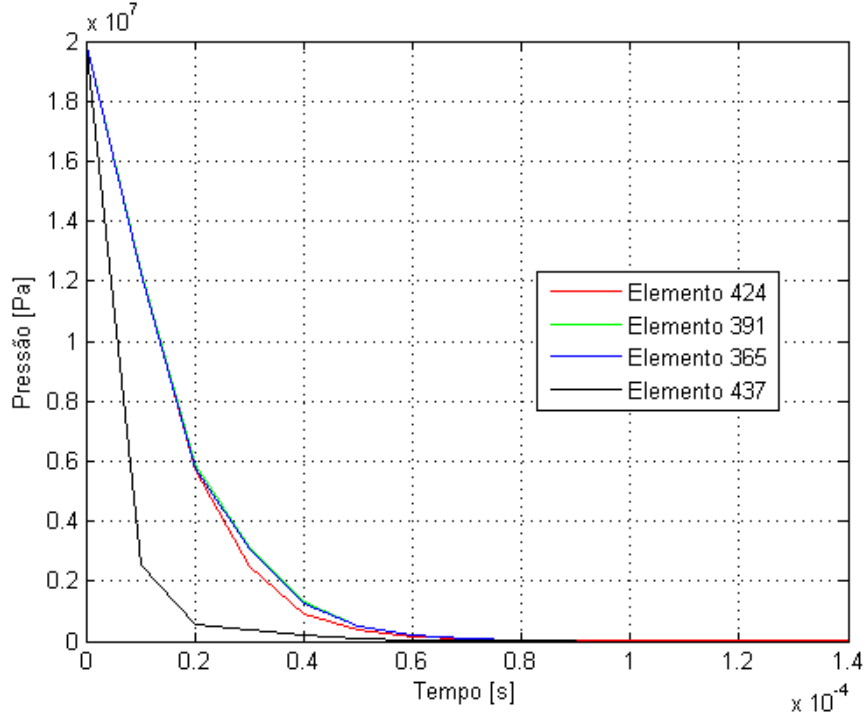


Figura 4.7: Evolução da pressão ao longo do tempo, para os elementos finitos representados na figura 4.6.



Figura 4.8: Representação esquemática e numeração dos elementos utilizados para medição da pressão no final do tubo, para a expansão em ar atmosférico.

4.2 Determinação do volume mínimo do reservatório de expansão

De acordo com a metodologia adicional implementada na secção 4.1, considerou-se a seguinte redefinição do estado termodinâmico inicial do problema:

- Pressão inicial $p_0 = 200$ bar;
- Volume inicial $V_0 = V_{RP} + V_{Tubo} = 0,04456 \text{ m}^3$, onde $V_{RP} = 0,02416 \text{ m}^3$ é o volume do reservatório de ar comprimido e $V_{Tubo} = 0,0204 \text{ m}^3$ é o volume do tubo do canhão.

Desconhecendo a pressão final e o volume do reservatório de pressão, optou-se por fixar uma das variáveis num valor assumido como razoável e, aplicando a equação já analisada,

$$pV^\gamma = \text{constante}, \quad (4.3)$$

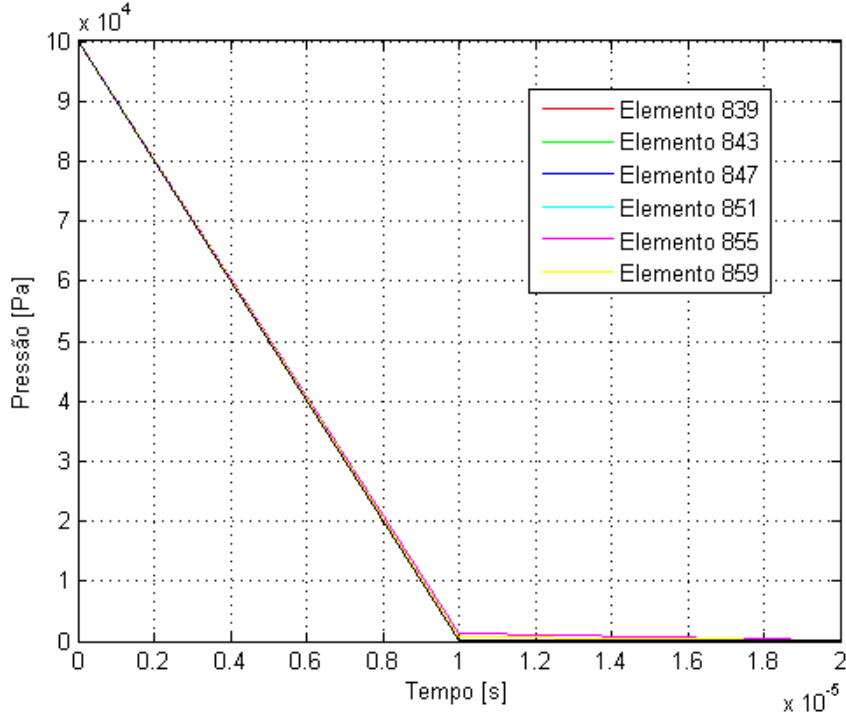


Figura 4.9: Evolução da pressão ao longo do tempo, para os elementos finitos representados na figura 4.8.

definir o valor em falta. Neste caso, a variável definida foi a pressão final, assumindo que a situação ideal seria expandir o ar até à pressão atmosférica, ou seja, $p_f = 1$ bar. Deste modo, a equação 4.3 toma a forma

$$p_0 V_0^\gamma = p_f V_f^\gamma, \quad (4.4)$$

onde V_f é o volume final total, composto pelo reservatório de ar comprimido, pelo tubo e pelo reservatório de expansão, ao qual subtraindo V_0 se obterá o volume mínimo necessário para o reservatório de expansão a projectar (V_{RE}).

Nas condições descritas, a equação 4.4 pode ser reescrita da seguinte forma

$$p_0 V_0^\gamma = p_f (V_0 + V_{RE})^\gamma \quad (4.5)$$

e o volume mínimo obtido para o reservatório de expansão é $V_{RE} = 1,917 \text{ m}^3$, isto é, aproximadamente 2000 litros.

4.3 Análise mecânica de diferentes configurações

Uma vez conhecido o volume mínimo necessário à expansão da onda, torna-se essencial definir uma configuração adequada para o reservatório de expansão a projectar. Uma onda de pressão propaga-se em todas as direcções com a agravante de, encontrando um meio material sólido, sofrer reflexões que poderão levar a um aumento localizado de energia. O objectivo desta secção é estudar o comportamento de um reservatório cilíndrico

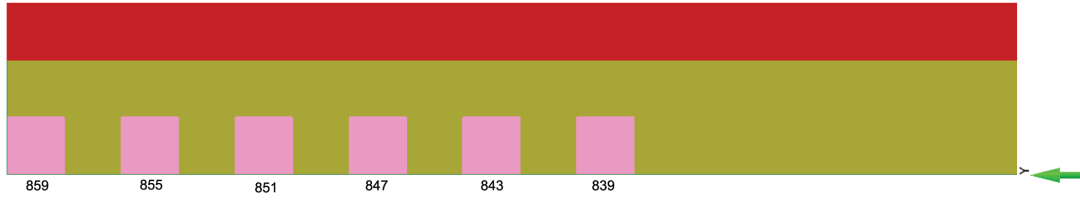


Figura 4.10: Representação esquemática e de numeração dos elementos utilizados para medição da pressão no final do tubo, para a expansão em vácuo.

cujo volume corresponde ao volume mínimo definido para o reservatório de expansão quando submetido a uma onda de pressão genérica, e verificar qual a configuração que traduz o melhor desempenho mecânico.

Uma vez que, neste capítulo, ainda não será definida a configuração final do reservatório, a aproximação a uma configuração cilíndrica permite apenas estudar a influência da relação d/L , onde d é o diâmetro interior do reservatório e L é o seu comprimento, relação que será designada por Rácio Geométrico e representada pela letra χ , isto é,

$$\chi = \frac{d}{L}. \quad (4.6)$$

4.3.1 Método de dimensionamento adoptado

Pretende-se gerar uma onda de pressão, com recurso a um explosivo, através do método dos elementos finitos, sem recorrer à modelação ALE, considerando apenas o explosivo e a pressão gerada nas paredes do reservatório (que se pretende que seja igual ou superior à pressão final considerada, $p_f = 1$ bar). O objectivo deste procedimento não é estudar o efeito da onda de pressão ao longo do tubo do canhão nem o seu comportamento global, mas sim o efeito estrutural produzido por um carregamento equivalente nas paredes do reservatório.

Para a análise descrita, considerou-se o material utilizado na secção 4.1, que servirá de base para o dimensionamento do reservatório, devido ao seu custo reduzido e às suas propriedades mecânicas, garantindo deste modo a viabilidade de projecto de materiais de qualidade superior. Contudo, com o intuito de realizar uma análise mais realista, foi considerado o comportamento elasto-plástico do material, como será definido no parágrafo 4.3.2.

No que diz respeito à malha de elementos finitos utilizada, foram considerados elementos do tipo casca para todas as análises, salvaguardando a relação imposta pela bibliografia $t/L \leq 20$, onde t é a espessura da casca e L o seu comprimento [20]. Consideraram-se 20 elementos ao longo do semi-perímetro do cilindro, 15 elementos ao longo do seu diâmetro e 20 elementos ao longo do seu comprimento, como representado na figura 4.12. Para determinar a espessura da casca, utilizou-se um algoritmo implementado para o material escolhido, de acordo com a norma europeia EN 13445⁵.

⁵Os fundamentos desta e de outras normas aplicáveis serão descritos no capítulo 5.

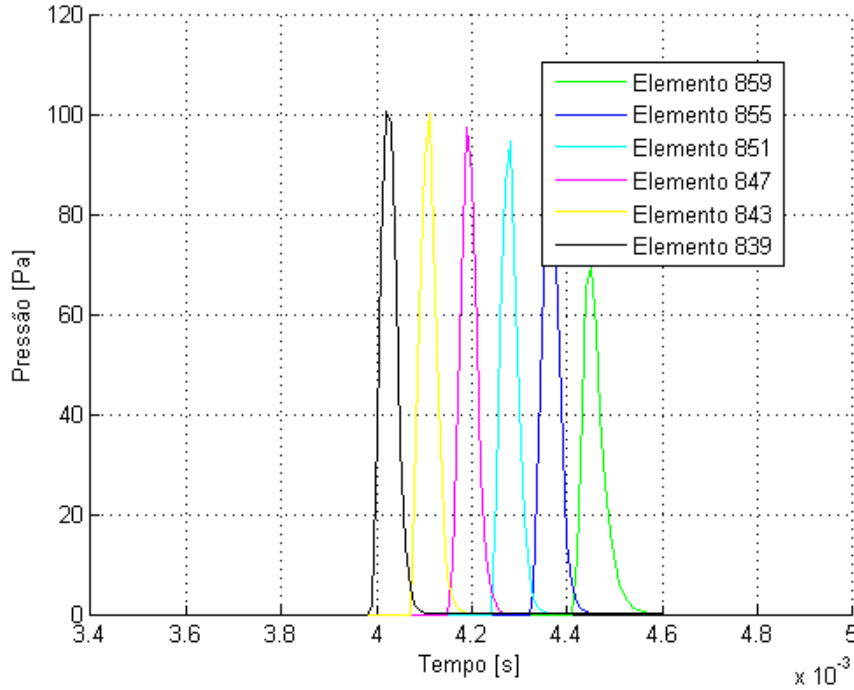


Figura 4.11: Evolução da pressão ao longo do tempo, para os elementos representados na figura 4.10.

4.3.2 Definição do material

O material considerado na análise foi um aço S235, cujas propriedades em regime elástico se encontram definidas na tabela 4.1 e cujos parâmetros considerados para a modelação do regime elasto-plástico foram retirados da bibliografia consultada e/ou determinados, com base em definições das constantes elásticas.

Uma das constantes elásticas necessárias à análise é o módulo de corte, dado por [21]

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}, \quad (4.7)$$

obtido a partir das constantes elásticas definidas na tabela 4.1. Também das referidas constantes se obtém o módulo volumétrico K que traduz a razão entre a pressão hidrostática e a dilatação por ela produzida [21] e que é dado por

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)}. \quad (4.8)$$

Por último, o módulo de encruamento ou módulo tangente, que corresponde ao declive médio da curva de tensão-deformação na zona de encruamento, determinado atendendo ao seu valor médio, com base na tensão de rotura do material, $R_m = 360$ MPa para uma espessura inferior a 2 mm, e na sua elongação para este nível de tensão, $\varepsilon = 20$ % [22].

Sabendo a tensão limite de elasticidade $f_y = 235$ MPa, fornecida pela nomenclatura do próprio aço, foi possível traçar a curva aproximada tensão-deformação, representada no gráfico da figura 4.13. Considerou-se que o material tinha um comportamento isotrópico.

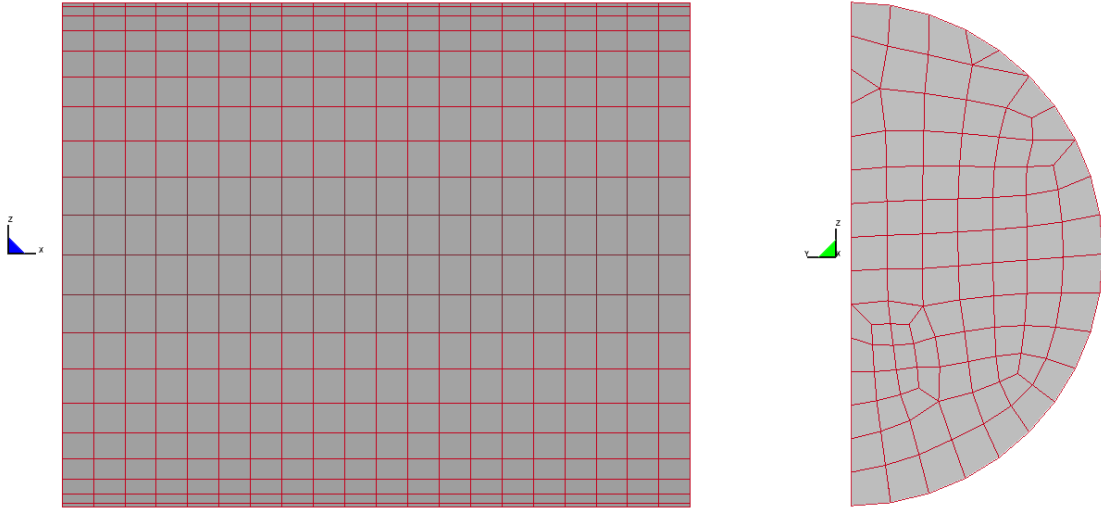


Figura 4.12: Representação esquemática da disposição dos elementos ao longo da malha utilizada para a análise mecânica de diferentes configurações geométricas.

A tabela 4.4 resume as propriedades utilizadas para o material.

Tabela 4.4: Tabela de propriedades elasto-plásticas para o aço S235.

Densidade	Módulo de Young	Coefficiente de Poisson	Módulo de Corte	Módulo Tangente	Módulo Volumétrico de Elasticidade
[kg/m ³]	[GPa]		[GPa]	[MPa]	[GPa]
7850	206,57	0,3	79,45	631,31	172,14

4.3.3 Definição da geometria

As definições de geometria aqui mencionadas não são mais do que os diferentes valores assumidos para o parâmetro χ (ver equação 4.6). Para estes valores foram consideradas duas situações-limite, com base no volume determinado na secção 4.2:

- Considerar que o diâmetro do reservatório será, no limite, igual ao diâmetro do canhão (diâmetro mínimo, considerado apenas hipoteticamente para o estudo realizado);
- Considerar que o diâmetro do reservatório poderá ser tão grande quanto o que define a secção transversal máxima do limite físico do espaço onde se encontra inserido (diâmetro máximo).

Tomando como valores-limite os diâmetros acima referidos e tendo como volume para o reservatório o volume mínimo V_{RE} , obtiveram-se os valores para os comprimentos máximo L_{max} e mínimo L_{min} do reservatório, através da relação de volume

$$V = \pi \frac{D^2}{4} L. \quad (4.9)$$

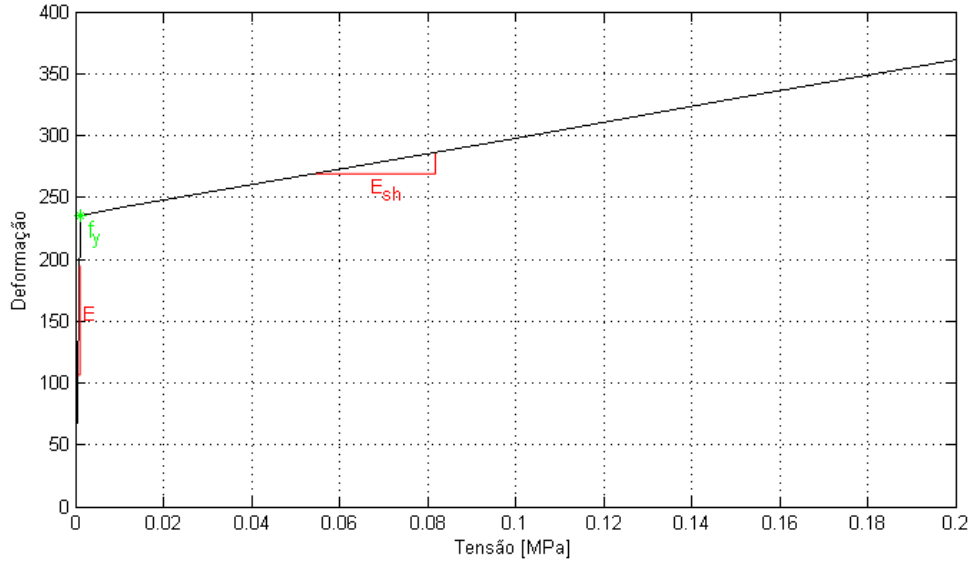


Figura 4.13: Representação gráfica da curva de comportamento (tensão-deformação) utilizada para modelar o aço S235, atendendo à definição do Módulo de Young E e do Módulo Tangente Médio E_{sh} .

Conhecendo o diâmetro interno do tubo do canhão $d_{\text{tubo}} = 80$ mm, determinou-se $L_{\text{max}} = 3,8 \times 10^5$ mm, ou seja, $L_{\text{max}} = 380$ m. O comprimento obtido é demasiado grande e impraticável a nível físico, na instalação existente. O parâmetro χ definido, para esta situação, é $\chi = 2,1 \times 10^{-4}$.

Por outro lado, o canhão encontra-se ladeado por uma parede que está a uma distância aproximada $d_p = 750$ mm do eixo do canhão, limitando o diâmetro máximo do reservatório $d_{\text{max}} \leq 1500$ mm. Uma vez que o diâmetro utilizado na determinação do comprimento do canhão é o diâmetro interno, não contabilizando a espessura do reservatório nem espaço adicional necessário ao manuseamento deste sistema, limitou-se o diâmetro máximo do reservatório de expansão ao valor $d_{\text{max}} = 1250$ mm. Aplicando a equação 4.9, obteve-se $L_{\text{min}} = 1561$ mm, ou seja, $L_{\text{min}} \approx 1,56$ m. Sendo este resultado considerado mais realista, verificou-se também que se enquadra dentro dos limites físicos disponíveis, onde $L_p = 2500$ mm é a distância entre a extremidade do tubo do canhão e o limite físico imposto pela parede. Para esta configuração, o parâmetro χ fica definido $\chi = 0,80$.

Um último limite imposto será o definido pelo comprimento máximo admissível para o espaço disponível, $L_p = 2500$ mm, e que resulta em $d = 988$ mm. Para esta configuração, o parâmetro χ fica definido $\chi = 0,40$.

Dado que o presente estudo pretende chegar uma configuração ideal, minimizando as tensões instaladas para a configuração escolhida, o procedimento realizado consistiu em fazer variar a geometria do reservatório de configuração cilíndrica dentro de limites impostos, e obter para cada configuração o valor máximo global de tensão ocorrido na estrutura. Podendo não ser este valor de tensão o valor real, dada a modelação de elementos finitos escolhida para o problema, servirá para escolher uma configuração optimizada onde as tensões verificada sejam menores.

Os limites seleccionados para a análise descrita consistiram nos que melhor aproximam uma situação real, ou seja, aqueles que se encontram definidos dentro do espaço físico disponível. Deste modo, o parâmetro χ é tal que

$$\chi \in [0, 40; 0, 80], \quad (4.10)$$

podendo o diâmetro interno do reservatório de expansão variar dentro do intervalo

$$d \in [988; 1250] \text{ mm} \quad (4.11)$$

e o comprimento dentro do intervalo

$$L \in [1561; 2500] \text{ mm}. \quad (4.12)$$

Uma vez que se pretende definir uma curva de comportamento da tensão máxima em função do rácio geométrico, consideraram-se 10 intervalos de valores igualmente espaçados, que se traduzem num total de 11 pontos para traçar a curva pretendida, delimitados pelas relações descritas nas equações 4.10 a 4.12. Para os intervalos de valores admitidos, foi aplicado o procedimento regulamentar descrito na norma EN 13445, considerando uma pressão próxima da pressão atmosférica, a fim de obter a espessura necessária a cada uma das configurações. A tabela 4.5 traduz os parâmetros obtidos.

Tabela 4.5: Tabela de definição geométrica para as diferentes configurações em análise.

Configuração	Diâmetro Interno [mm]	Comprimento [mm]	Rácio Geométrico	Espessura [mm]
1	988	2500	0,40	2
2	1014	2373	0,43	2
3	1040	2255	0,46	2
4	1067	2145	0,50	2
5	1093	2044	0,53	2
6	1119	1949	0,57	2
7	1145	1861	0,62	2
8	1171	1778	0,66	2
9	1198	1702	0,70	2
10	1224	1629	0,75	2
11	1250	1561	0,80	2

4.3.4 Definição das condições de contorno

Uma vez que a análise de tensões para diferentes geometrias contempla apenas o reservatório de expansão, sem considerar as geometrias anteriormente modeladas que correspondem ao tubo do canhão e ao reservatório de ar comprimido, optou-se por utilizar uma condição fronteira que se assemelhasse ao apoio típico utilizado para reservatórios de pressão, isto é, apoio tipo cela.

O sistema de apoios será projectado de acordo com a norma a abordar nos capítulos seguintes. Para a presente análise considerou-se uma aproximação que consiste definir um encastramento em dois semicírculos pertencentes à superfície externa do reservatório, a uma distância $x = L/10$ das suas extremidades, como representado na figura 4.14.

Devido à definição dos apoios, combinando com o tipo de carregamento descrito nos parágrafos seguintes, o problema foi modelado por simetria, considerando metade do



Figura 4.14: Representação esquemática da vista lateral do reservatório de expansão: definição das condições de contorno para suporte da geometria.

reservatório de expansão seccionada por um plano que contém o eixo de revolução desta estrutura. As condições de contorno aplicadas aos nós situados no plano de simetria encontram-se definidas na tabela 4.6.

Tabela 4.6: Tabela de condições de contorno de simetria para a modelação de metade do reservatório de expansão.

Deslocamentos			Rotações		
dx	dy	dz	θ_x	θ_y	θ_z
dx	0	dz	0	θ_y	0

4.3.5 Definição do carregamento

Para gerar a onda de pressão, foram utilizados dois tipos de carregamentos, tendo como base a detonação de uma massa equivalente de explosivo TNT.

Para o primeiro caso, para as diferentes configurações geométricas descritas na tabela 4.5, foi utilizada a detonação de uma massa de explosivo no centro do reservatório, de tal forma que a pressão sentida nas paredes do reservatório aproximasse a pressão atmosférica. Numa segunda abordagem, deslocou-se a massa de explosivo para a proximidade de uma das extremidades do reservatório de expansão, de modo a aproximar o mecanismo de expansão da onda ao longo deste, utilizando também uma massa equivalente de TNT cujo efeito traduzisse o da pressão atmosférica no reservatório. Nesta segunda abordagem, a distância do explosivo à extremidade considerada depende apenas de parâmetros intrínsecos à simulação numérica.

Detonação no centro do reservatório

Utilizando as configurações definidas na tabela 4.5, o carregamento foi gerado pelo processo de tentativa e erro, em que partindo de uma massa genérica de TNT se procurou obter uma pressão resultante nas paredes do reservatório próxima da pressão final de expansão (1 bar). Para esta situação, verificou-se uma evolução monótona e bastante previsível da pressão em função da massa pelo que utilizando interpolações lineares em intervalos e pressão próximos do esperado foi possível chegar aos valores de massa de TNT necessários para cada configuração. Na tabela 4.7 apresentam-se os valores e a pressão resultante.

Tabela 4.7: Tabela de valores de massa equivalente de TNT utilizada e pressão resultante obtida para cada configuração geométrica analisada, para o caso de detonação no centro do reservatório.

Configuração	Massa de TNT [g]	Pressão [bar]
1	119	1,0015
2	131	1,0184
3	133	1,0068
4	133	1,0127
5	136	1,0160
6	128	1,0020
7	148	1,0076
8	160	1,0089
9	128	1,0121
10	130	1,0056
11	130	1,0058

Detonação junto a uma das extremidades do reservatório

Para as mesmas configurações geométricas utilizadas anteriormente, considerou-se a detonação de uma massa equivalente de TNT próxima de uma das extremidades, com o intuito de reproduzir o mais fielmente possível o comportamento da onda de pressão dentro do reservatório. A quantidade de TNT necessária foi colocada a uma distância tal, relativamente à extremidade mais próxima, que garantisse o requisito mínimo de distância imposto pelo algoritmo de simulação e foram avaliados os valores de pressão resultante de modo a obter uma pressão de cerca de 1 bar nas paredes do reservatório. Nesta abordagem, não se verificou monotonia nem relação directa entre a pressão resultante e a massa de TNT, pelo que a determinação da massa de TNT necessária foi realizada com base em curvas de regressão representadas, para as diferentes configurações, no gráfico da figura 4.15. A tabela 4.8 apresenta os valores de massa equivalente de TNT obtidos para cada configuração e os respectivos valores de pressão resultante.

Os resultados obtidos para cada uma das configurações e condições de carregamento serão apresentados em seguida.

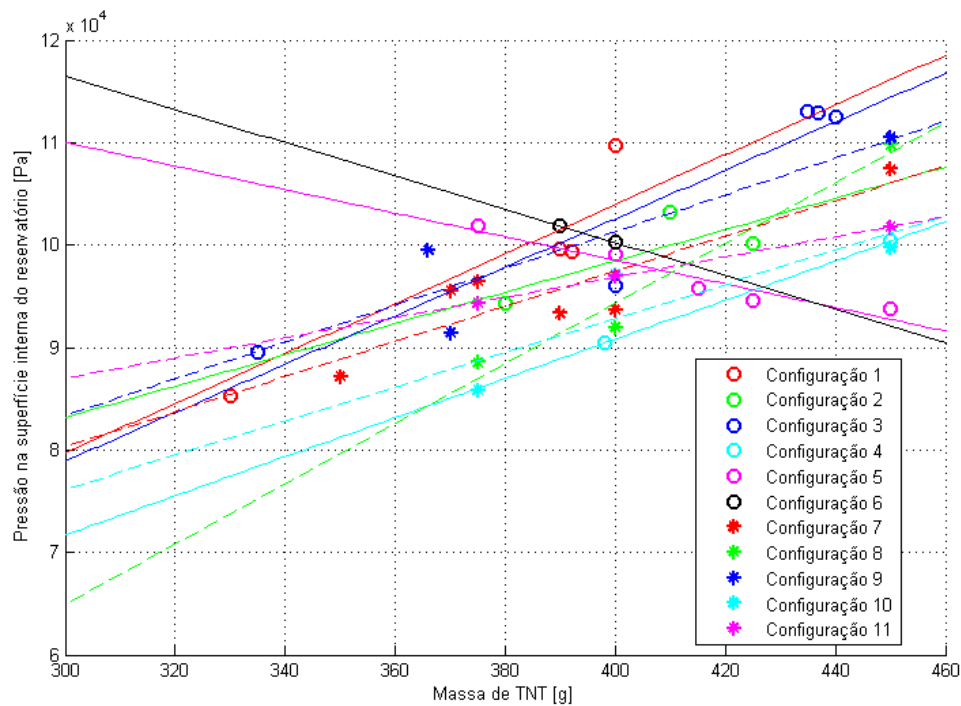


Figura 4.15: Representação esquemática das diferentes combinações massa-pressão obtidas para cada uma das configurações geométricas e respectivas curvas de regressão.

Tabela 4.8: Tabela de valores de massa de TNT utilizada e pressão resultante obtida para cada configuração geométrica analisada, para o caso de detonação junto a uma das extremidades do reservatório.

Configuração	Massa de TNT [g]	Pressão [bar]
1	384	1,0015
2	425	1,0010
3	410	0,9503
4	450	1,0036
5	387	0,9999
6	400	1,0025
7	418	1,0038
8	428	1,0040
9	366	0,9948
10	450	0,9973
11	430	0,9847

4.3.6 Resultados e discussão

A análise de resultados relativamente ao estudo apresentado prende-se com a a verificação dos níveis de tensões máximos ocorridos nas paredes do reservatório, para cada uma das configurações analisadas, em ambos os carregamentos considerados, com o intuito de

seleccionar um valor de χ ideal para a configuração final do reservatório. Analisaram-se as tensões equivalentes máximas de von Mises para cada um dos casos.

Analisando os resultados obtidos considerando a detonação do explosivo no centro do reservatório, verificam-se níveis de tensão máximos na zona central da virola, ou seja, nas superfícies mais próximas do explosivo, conforme ilustrado na figura 4.16. Os valores de tensão máxima obtidos, em função do rácio geométrico encontram-se representados no gráfico da figura 4.17.

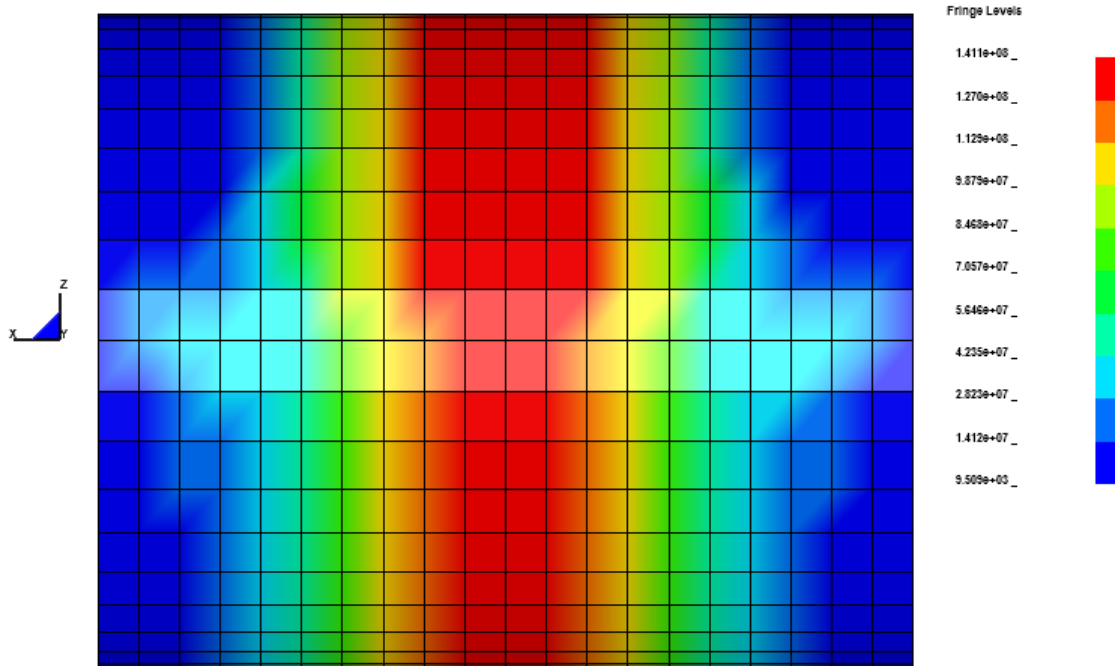


Figura 4.16: Distribuição genérica de tensões equivalentes de von Mises no reservatório, para o caso de detonação ao centro, num dado instante.

Atendendo aos resultados obtidos através da detonação junto a uma das extremidades do cilindro, verificaram-se níveis de tensão máximos numa zona próxima do explosivo, como ilustra a figura 4.18. Os valores de tensão máxima obtidos, em função do rácio geométrico, encontram-se representados no gráfico da figura 4.19.

Através do gráfico da figura 4.17 é possível observar uma evolução tal que as tensões máximas verificadas são menores na vizinhança de um rácio geométrico $\chi = 0,5$. Por seu turno, os resultados representados no gráfico da figura 4.19 foram considerados inconclusivos quanto à selecção de um rácio ideal, de níveis de tensão inferiores, uma vez que os níveis de tensão verificados para as diferentes configurações são muito semelhantes.

Observou-se ainda ser necessário ter em atenção o material, uma vez que os níveis máximos de tensão analisados para a configuração escolhida são elevados ($\sigma(0,5) \approx 215$ MPa), traduzindo-se numa margem de segurança reduzida, $s = f_y/\sigma = 1,09$. A resolução deste problema passará, na fase de projecto, pela utilização de um material de qualidade ligeiramente superior (por exemplo, aço S275 JR). Note-se que, em fase de projecto, as extremidades do cilindro não serão planas, mas possuirão uma configuração semi-esférica ou toroidal, que se traduz num efeito positivo na redução global de tensões.

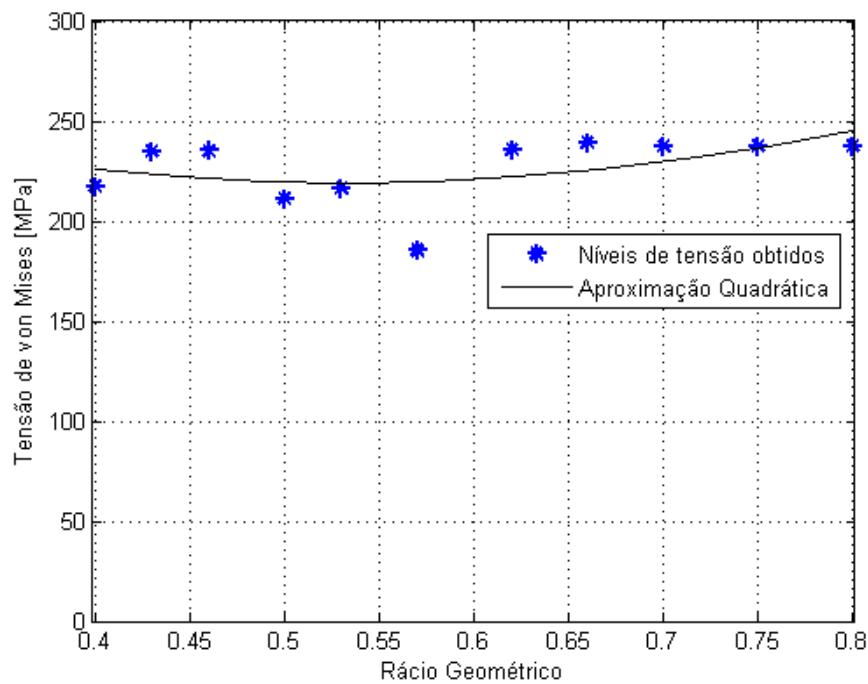


Figura 4.17: Tensão equivalente de von Mises obtida em função do rácio geométrico, para a detonação no centro do reservatório.

Em resumo, pela análise efectuada e atendendo aos resultados verificados, pode concluir-se que $\chi = 0,5$ será um valor preferido para o rácio geométrico do reservatório, que resulta num comprimento $L = 2145$ mm e num diâmetro interno $D = 1067 \approx 1070$ mm.

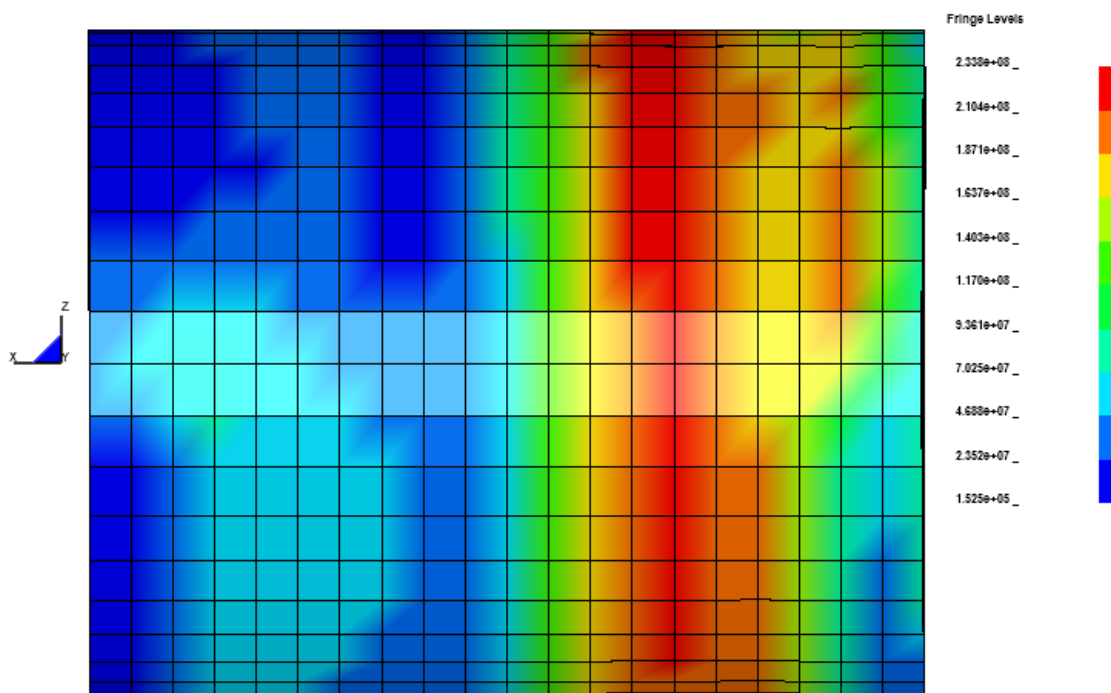


Figura 4.18: Distribuição genérica de tensões equivalentes de von Mises no reservatório, para o caso de detonação junto a uma das extremidades, num dado instante.

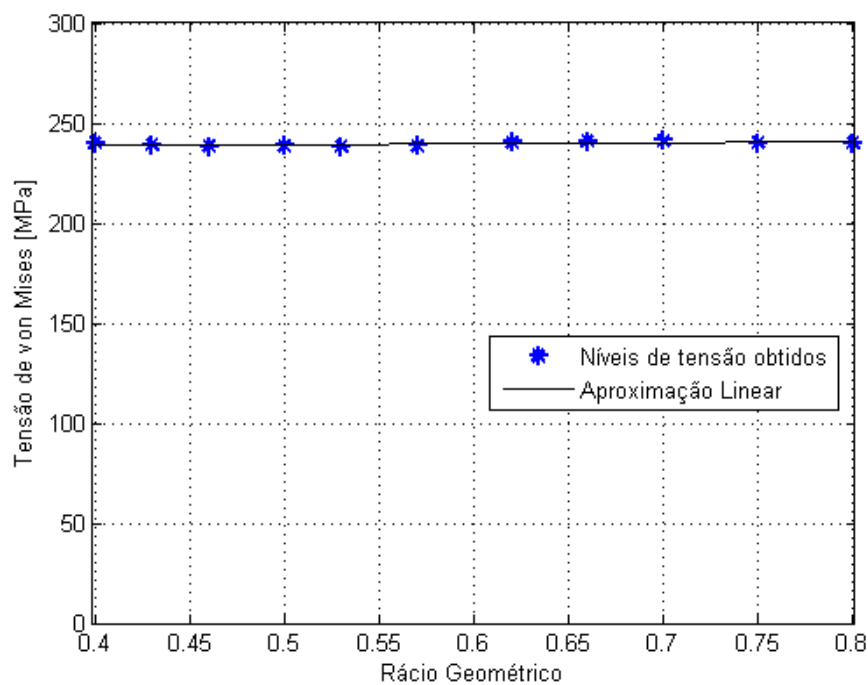


Figura 4.19: Tensão equivalente de von Mises obtida em função do rácio geométrico, para a detonação junto a uma das extremidades do reservatório.

Capítulo 5

Projecto mecânico do reservatório de expansão

A abordagem analítica, através dos fundamentos termodinâmicos descritos no capítulo 3, e a abordagem numérica com recurso ao método dos elementos finitos serviram como garantia de segurança no domínio dos fenómenos dinâmicos de forma a obter uma configuração tomada como ideal para o reservatório de expansão. Após determinação do volume mínimo necessário para o reservatório, tendo em conta a referida configuração geométrica e as propriedades do material para a construção do reservatório de expansão, procurou aplicar-se um procedimento normalizado que permita projectar e dimensionar sistemas para armazenamento de fluidos sob pressão interna.

5.1 Levantamento e selecção de normas de projecto

Uma vez que o projecto de reservatórios, no geral, é um procedimento rotineiro na indústria, existem normas que gerem a sua elaboração consoante a aplicação a que se destinam, o tipo de esforços a que estão sujeitos, *etc.*. Estas normas contemplam não só a definição de configuração e a geometria do reservatório mas, em complemento, os sistemas anexos necessários ao seu funcionamento.

Através da pesquisa bibliográfica realizada, foram analisadas três normas com aplicabilidade ao caso de estudo, de modo a seleccionar o procedimento que melhor se adequa.

5.1.1 Selecção na norma de projecto a utilizar

ASME Sec. VIII Div. 1 “*Unfired Pressure Vessels Rules*”

A norma americana ASME Secção VIII aplica-se ao projecto de reservatórios sob pressão, definindo regras de projecto com base na relação segurança/economia de construção para cada reservatório na sua estrutura, componentes e sistemas anexos. A divisão número 1 desta secção remonta ao ano de 1940 e define regras de projecto para reservatórios sob pressão inferior a 3000 psig¹, limite aplicável ao reservatório de expansão a dimensionar [24].

¹Sabendo que 1 psig= 1 psi, considerando a pressão manométrica, ou seja, desprezando a pressão atmosférica, que se aplica ao caso em estudo [23]. Deste modo, 3000 psig= 207 bar.

As regras definidas pela ASME Sec. VIII Div. 1 aplicam-se a aços de construção, no geral, baseando-se em princípios da mecânica clássica — Teoria da Membrana e análise estática generalizada. Esta norma verifica-se muito conservadora, pois prevê um factor de segurança em tensão igual a 3,5 e analisa ainda contribuições em tensão impostas por outras solicitações (*e.g.* efeitos térmicos). O facto de permitir o projecto com elevada margem de segurança faz com que a análise experimental de tensões, *a posteriori*, não seja necessária [25].

EN 13445-3 “*Unfired Pressure Vessels — Part 3: Design*”

A Norma Europeia 13445 foi outra das alternativas encontradas para o projecto mecânico do reservatório de expansão, uma vez que especifica os requisitos para o projecto, produção, teste e inspecção/certificação de reservatórios sob pressão, construídos em aço. Este documento permite determinar os parâmetros geométricos para o reservatório de pressão a projectar, nomeadamente na sua configuração e espessura, e possibilita o dimensionamento e posicionamento correcto de apoios para este, bem como a escolha do tipo de apoios a utilizar (selas, anéis cilíndricos, *etc.*) e os sistemas anexos necessários (válvulas de vácuo, de segurança, de descarga, porta-de-homem e outros acessos) [26].

BS 5500 “*Unfired Fusion Welded Pressure Vessels*”

A Norma Britânica 5500 foi igualmente considerada interessante no âmbito do projecto mecânico do reservatório de expansão, uma vez que além de contemplar aspectos essenciais como requisitos para o projecto, produção, teste e inspecção/certificação de reservatórios sob pressão, construídos em aço de baixa liga, ferríticos e austeníticos, permite ainda elaborar o projecto de apoios e ligações de suporte de vários tipos: aparafusadas, soldadas ou por pressão.

A norma BS550, apesar de se basear em inúmeros pressupostos semelhantes aos da norma europeia EN 13445-3, possui um conjunto de casos aos quais não é aplicável [27]:

- Tanques para armazenamento de líquidos a pressão próxima da pressão ambiente, devido aos esforços adicionais induzidos por pressões hidrostáticas;
- Limitações no próprio cálculo de tensões face às tensões admissíveis no projecto;
- Reservatórios especiais para pressões muito elevadas;
- Reservatórios para transporte de conteúdos sob pressão;
- Reservatórios para aplicações mais específicas (*e.g.* expansão dinâmica).

Considerando que o reservatório a desenvolver para absorção de uma onda de impacto será um caso particular e fortemente transiente, nem todos os fenómenos e tensões gerados poderão ser contabilizados e, atendendo às limitações da norma britânica, optou-se por descartar a sua aplicação. A norma europeia e a norma americana abordadas possuem fundamentos muito semelhantes, tendo em conta que a norma americana é mais restritiva ao nível do projecto. Pelas razões referidas e com o intuito de certificar, numa fase posterior, o equipamento a projectar, optou-se por explorar os fundamentos da norma europeia EN 13445-3 e aplicá-la à estrutura a desenvolver.

5.2 EN 13445-3: cascas sob pressão interna e extremidades

A norma seleccionada, EN 13445-3 “*Unfired Pressure Vessels — Part 3: Design*”, engloba diferentes componentes de projecto:

- Critérios básicos de projecto;
- Estudo de tensões nominais máximas admissíveis para zonas sob pressão;
- Cascas sob pressão interna;
- Cascas sob pressão externa;
- Aberturas em cascas;
- Extremidades planas circulares e não-circulares;
- Flanges (uniões entre componentes);
- Extremidades aparafusadas;
- Permutadores de calor tubulares;
- Folgas de expansão;
- Reservatórios de pressão de secção rectangular;
- Cargas adicionais não-devidas a pressão (*e.g.* apoios);
- Análise à fadiga.

Nesta secção será definido o procedimento que permite determinar a espessura da região cilíndrica do reservatório de expansão, designada por virola, com base nos fundamentos descritos na referida norma para cascas sob pressão interna. Será ainda abordado o procedimento para determinar uma configuração para as extremidades do reservatório bem como a sua espessura nessa zona. Pretende-se extrair a configuração final do reservatório, em termos de geometria global e espessura, atendendo ao material utilizado na sua construção.

5.2.1 Lista de variáveis

Para melhor compreender os termos aplicados e os procedimentos de cálculo, apresenta-se em seguida uma lista de variáveis e respectivas designações, definidas pela norma em utilização.

f — tensão nominal de projecto [MPa]

f_d — máximo de f para casos normais [MPa]

f_{exp} — máximo de f para casos excepcionais [MPa]

f_{test} — máximo de f para projectos-modelo ou de teste [MPa]

e — espessura necessária [mm]

- e_n — espessura nominal [mm]
 e_{min} — espessura mínima de fabrico [mm]
 e_a — espessura de análise [mm]
 c — sobresspessura de corrosão [mm]
 δ_e — valor absoluto da tolerância negativa possível à espessura nominal [mm]
 (associada às normas que definem as propriedades do material)
 δ_m — redução de espessura possível durante o fabrico [mm]
 e_{ex} — espessura extra conferida para se atingir a espessura nominal [mm]
 P — pressão de cálculo [MPa]
 P_d — pressão de projecto [MPa]
 P_{max} — pressão máxima permitida [MPa]
 P_{test} — pressão para projectos-modelo ou de teste [MPa]
 R_m — tensão máxima à tracção [MPa] (tensão de rotura do material)
 $R_{p0,2}$ — tensão limite de elasticidade a 0,2% de deformação [MPa]
 $R_{p0,2/t}$ — tensão limite de elasticidade a 0,2% de deformação à temperatura t [MPa]
 t — temperatura de cálculo [°C]
 t_d — temperatura de projecto [°C]
 t_{test} — temperatura para projectos-modelo ou de teste [°C]
 V — volume do reservatório/câmara [mm³]
 z — coeficiente de junta soldada
 ν — coeficiente de Poisson
 D_e — diâmetro externo da virola [mm]
 D_i — diâmetro interno da virola [mm]
 D_m — diâmetro médio da virola [mm]
 r — raio interno de curvatura na junta [mm]
 R — raio de curvatura no topo da calote da extremidade [mm]

O projecto inclui espessuras adicionais para prevenção da corrosão, cuja relação com as espessuras necessária e nominal se encontra representada na figura 5.1. Para o projecto do reservatório de expansão assume-se que o seu conteúdo (ar) não provoca corrosão.

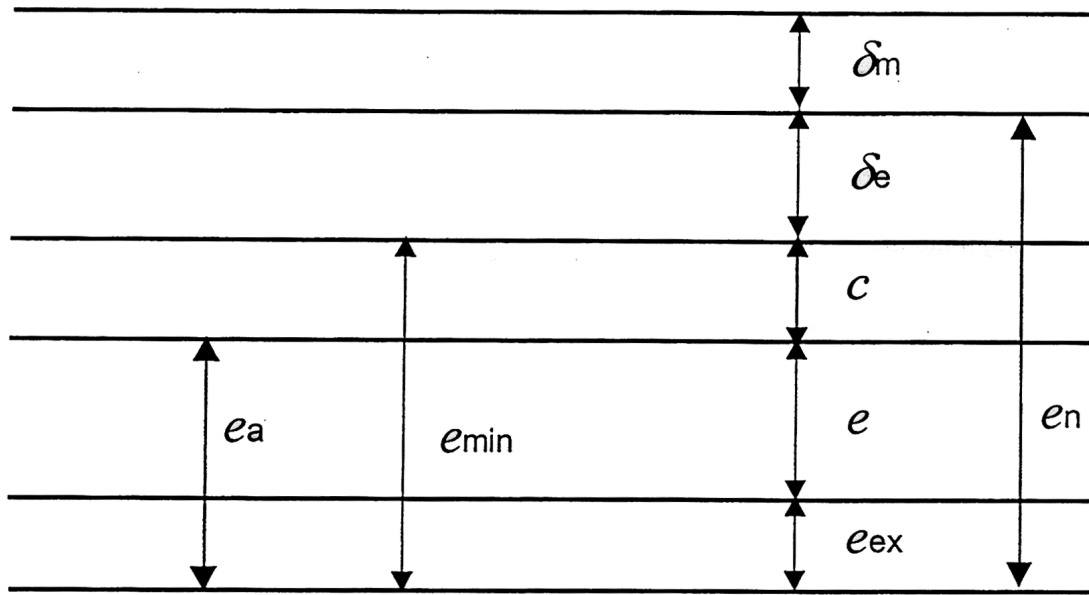


Figura 5.1: Representação esquemática das diversas cotas de espessura consideradas no projecto [26].

5.2.2 Definição do material

Dos ensaios numéricos realizados, atendendo ao gráfico da figura 4.17, o valor de tensão verificado para a configuração $\chi = 0,5$ é aproximadamente 212 MPa. Embora estes ensaios possam não ser representativos da situação real, uma vez que não foi contabilizado o percurso da onda tendo esta sido gerada com recurso a um explosivo e não à expansão do ar, pretende-se operar com uma maior margem de segurança pelo que se considerou utilizar em projecto um material com uma tensão limite de elasticidade mais elevada. Como tal, optou-se por um aço de qualidade ligeiramente superior, S275 JR. Em termos de propriedades elásticas, foram consideradas as propriedades da tabela 4.1 dado que, como se verá pela descrição do procedimento, o módulo de Young e o coeficiente de Poisson não são considerados, ao nível do projecto, para determinar a espessura do reservatório e a variação destas propriedades do aço S235 para o aço S275 JR é pouco significativa. Este aço possui uma tensão limite de elasticidade $f_y = 275$ MPa, para uma espessura inferior a 16 mm, e uma tensão de rotura $R_m = 430$ MPa, para uma espessura entre 1 e 100 mm [22]. Com base nestas propriedades e considerando uma elongação máxima à rotura de 20 %, obteve-se um módulo tangente médio $E_{sh} = 783$ MPa. Considerou-se, numa primeira análise, que os valores de espessura a determinar se encontram dentro dos intervalos definidos. O gráfico da figura 5.2 traduz a curva média de elasto-plasticidade do aço S275 JR.

5.2.3 Determinação da espessura na zona cilíndrica

Numa primeira abordagem, é necessário caracterizar as cargas sentidas pela estrutura. Num reservatório sob pressão interna podem ser classificadas como normais, que advêm da operação normal do reservatório, e excepcionais, cuja probabilidade poderá ser baixa

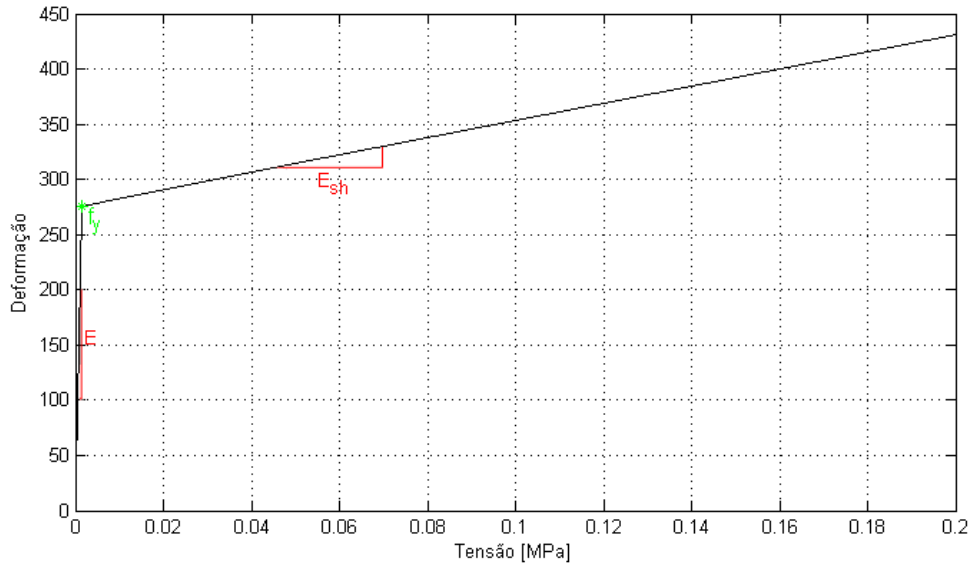


Figura 5.2: Representação gráfica da curva de elasto-plasticidade para o aço S275 JR, atendendo à definição do Módulo de Young E e do Módulo Tangente Médio E_{sh} .

mas requerem inspecção do reservatório. Uma expansão induz cargas além das contabilizadas, pelo que na análise, aquando da determinação das constantes de cálculo, serão considerados valores para o caso excepcional.

Uma das constantes de cálculo que depende do tipo de carga é o factor z , coeficiente de junta soldada, que traduz a influência da carga nas características das juntas soldadas do reservatório e poderá assumir os valores $z = 0,7$, $z = 0,85$ ou $z = 1$, sendo que o valor recomendado para cargas excepcionais é $z = 1$.

A tensão de projecto máxima também depende do tipo de carga, sendo dada por

$$f_d = \min \left(\frac{R_{P0,2/t}}{1,5}; \frac{R_m/20}{2,4} \right), \quad (5.1)$$

para o caso normal e por

$$f_{test} = \frac{R_{P0,2/t_{test}}}{1,05}, \quad (5.2)$$

para casos excepcionais, considerando um aço não austenítico (aço de construção utilizado). Neste caso, não será considerado apenas o caso excepcional mas o valor mínimo extraído das equações 5.1 e 5.2, de modo a maximizar a margem de segurança.

A determinação da espessura mínima necessária para que o reservatório suporte uma dada pressão é função dos parâmetros anteriormente definidos e desse mesmo valor de pressão, segundo a equação

$$e = \frac{PD_i}{2fz - P}, \quad (5.3)$$

onde P é a pressão interna do reservatório e D_i o seu diâmetro interno (definido no capítulo 4).

Na análise numérica pelo método dos elementos finitos considerou-se que o ar se expandia até à pressão atmosférica (1 bar). De facto, é este o resultado final pretendido para poder operar o canhão em condições de segurança. Contudo, para determinação da espessura do reservatório de expansão será utilizada uma pressão afectada de um coeficiente de segurança $c_f = 4$. Esta opção possui um fundamento intuitivo, para garantir um projecto mais seguro, e o valor do coeficiente assumido baseia-se nos princípios conservadores da norma ASME Sec. VIII Div. 1 [25], aplicados não à tensão verificada no reservatório mas à pressão de cálculo, de onde resulta $P = 4p = 4$ bar.

Considerando que os valores de tensão limite de elasticidade a 0,2% são iguais para qualquer temperatura, dentro da gama de temperaturas em que opera o canhão, isto é, próximo da temperatura ambiente, $R_{p0,2} = R_{p0,2/t} = 275$ MPa. Por seu turno, a tensão máxima à tracção corresponde à tensão de rotura do material, definida no parágrafo 5.2.2, e define-se $R_m = 430$ MPa.

Com base nas equações 5.1 e 5.2, atendendo às propriedades definidas, determinou-se

$$f_d = \min(183,33; 179,17) \text{ MPa} \quad (5.4)$$

e

$$f_{test} = 262 \text{ MPa}, \quad (5.5)$$

de onde resultou $f = 179,17$ MPa. Consequentemente, recorrendo à equação 5.3, obteve-se $e \geq 1,2$ mm, ou seja, $e = 2$ mm, definindo-se a espessura mínima na zona da virola.

5.2.4 Determinação da espessura e configuração das extremidades

A norma EN 13445-3 comporta o projecto de alguns tipos de extremidades, como os fundos planos e as extremidades hemisféricas, torisféricas e cónicas. Dada a sua aplicabilidade actual, o seu uso comum em vários tipos de reservatórios sob pressão interna e o facto de a sua configuração suavizar a transição de geometria entre a virola e a extremidade, reduzindo o risco de acumulação de tensões, foi seleccionada a configuração torisférica para as extremidades do reservatório de expansão. Este tipo de extremidade possui, ainda, uma vantagem adicional dado que confere um acréscimo de volume ao mínimo necessário já definido, actuando positivamente na segurança de projecto.

Uma **extremidade torisférica** corresponde a um topo abaulado, constituído por uma calote esférica e uma junta toroidal ligada a uma virola cilíndrica, e tem, em cada zona de união de pares dos três componentes enunciados, uma tangente comum a ambos. A figura 5.3 permite uma melhor percepção da geometria descrita.

O projecto de extremidades torisféricas é um pouco mais complexo e iterativo do que o procedimento utilizado para a zona cilíndrica.

Condições de aplicabilidade

A primeira abordagem para a realização do projecto de extremidades torisféricas é a definição de condições em que o projecto é válido e que, neste caso, limitam os valores de r e R (ver figura 5.3) com base na espessura da virola definida anteriormente, e , e nos diâmetros interno, D_i , e externo, D_e , desta. As condições de aplicabilidade são

$$r \leq 0,2D_i, \quad (5.6)$$

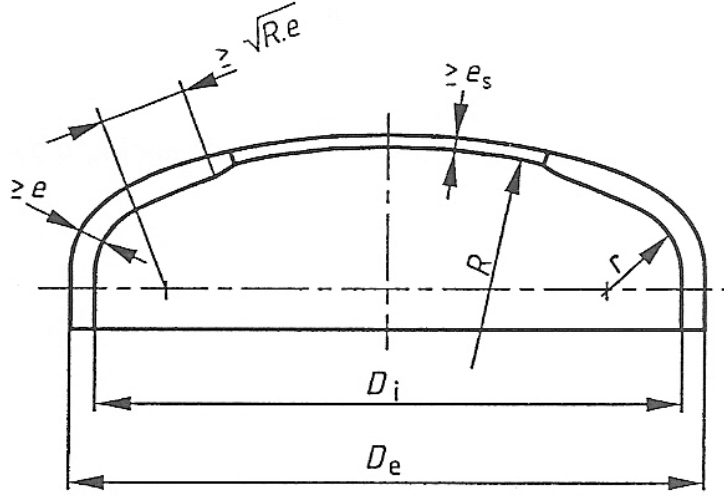


Figura 5.3: Representação esquemática de dimensões nas extremidades com configuração torisférica [26].

$$r \geq 0,06D_i, \quad (5.7)$$

$$r \leq 2e, \quad (5.8)$$

$$e \leq 0,08D_e, \quad (5.9)$$

$$e \geq 0,001D_e, \quad (5.10)$$

e

$$R \leq D_e, \quad (5.11)$$

sabendo que $D_e = D_i + 2e = 1074$ mm. Destas condições resultam as seguintes relações para as variáveis

$$64,2 \leq r \leq 214 \text{ mm}, \quad (5.12)$$

$$r \geq 4 \text{ mm}, \quad (5.13)$$

$$1,074 \leq e \leq 85,92 \text{ mm} \quad (5.14)$$

e

$$R \leq 1074 \text{ mm}. \quad (5.15)$$

Verifica-se, à partida, que a condição 5.12 valida automaticamente a condição 5.13. O valor de r será escolhido entre a gama de valores possível com base no maior valor de espessura para as extremidades resultante, dentro da gama definida pela condição 5.14. Para otimizar este cálculo, será desenvolvida uma rotina aplicada à norma em estudo (ver parágrafo 5.2.5). Da condição 5.15 se definiu $R = 1074$, uma vez que um maior valor deste parâmetro implica um maior acréscimo de volume fornecido pelas extremidades do reservatório.

Determinação da espessura mínima nas extremidades

A espessura das extremidades corresponde, de acordo com a norma consultada [26], a

$$\max(e_s; e_y; e_b), \quad (5.16)$$

onde

$$e_s = \frac{PR}{2fz - 0,5P} \quad (5.17)$$

é a espessura mínima necessária para limitar o esforço de membrana na parte central,

$$e_y = \frac{\beta P(0,75R + 0,2D_i)}{f} \quad (5.18)$$

é a espessura mínima que garante axissimetria da estrutura e

$$e_b = (0,75R + 0,2D_i) \left[\frac{P}{111f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5} \right)} \quad (5.19)$$

é a espessura de junta soldada necessária para evitar deformação plástica.

Para aplicar a equação 5.18 é necessário definir o parâmetro β , sendo que esta variável depende dos seguintes parâmetros geométricos

$$Y = \min\left(\frac{e}{R}; 0,04\right), \quad (5.20)$$

$$Z = \log_{10}\left(\frac{1}{Y}\right), \quad (5.21)$$

$$X = \frac{r}{D_i} \quad (5.22)$$

e

$$N = 1,006 - \frac{1}{6,2 + (90Y)^4}. \quad (5.23)$$

Das condições de aplicabilidade ao projecto, resulta uma gama de valores para r em função do diâmetro interno (ver equações 5.6 e 5.7). Este facto condiciona a variação do parâmetro X entre os valores $X = 0,06$ e $X = 0,2$. Encontram-se definidos na norma valores e intervalos deste parâmetro para os quais β segue uma lei matemática diferente:

- Para $X = 0,06$:

$$\beta_{0,06} = N(-0,3635Z^3 + 2,2124Z^2 - 3,2937Z + 1,8873); \quad (5.24)$$

- Para $0,06 < X < 0,1$:

$$\beta = 25[(0,1 - X)\beta_{0,06} + (X - 0,06)\beta_{0,1}]; \quad (5.25)$$

- Para $X = 0,1$:

$$\beta_{0,1} = N(-0,1833Z^3 + 1,0383Z^2 - 1,2943Z + 0,837); \quad (5.26)$$

- Para $0,1 < X < 0,2$:

$$\beta = 10[(0,2 - X)\beta_{0,1} + (X - 0,1)\beta_{0,2}]; \quad (5.27)$$

- Para $X = 0,2$:

$$\beta_{0,2} = \max\{0,95(0,56 - 1,94Y - 82,5Y^2); 0,5\}. \quad (5.28)$$

Para determinar a espessura dada pela equação 5.19 é necessário definir uma constante adicional, f_b , dada por

$$f_b = \frac{R_{P0,2/t}}{1,5} \quad (5.29)$$

e cujo valor é $f_b = 183,33$ MPa.

Com base na rotina a explicitar no parágrafo 5.2.5 e nos valores anteriormente determinados, definiu-se uma espessura mínima para a extremidade do reservatório de expansão $e = 4$ mm, tomando esta espessura como constante ao longo de todo o reservatório. Deste modo ficam, também, definidos os valores de cada um dos raios necessários à definição da extremidade torisférica, $R = 1074$ mm e $r = 140$ mm, tendo-se escolhido o valor intermédio de r dentro do intervalo definido, uma vez para qualquer valor de r o valor de espessura final não sofre alterações.

5.2.5 Ferramenta auxiliar de cálculo

Com o intuito de simplificar o projecto do reservatório, sobretudo dada a quantidade de variáveis inerentes à obtenção da espessura para extremidades torisféricas, implementou-se uma rotina de cálculo para este procedimento. Esta rotina possui um objectivo secundário que é o de tornar mais acessível a utilização da norma EN 13445-3 nesta vertente, quer para o presente trabalho quer para utilização futura.

Na rotina implementada são pedidas as variáveis de entrada necessárias ao projecto, nomeadamente o diâmetro interno, as propriedades do material, a pressão de cálculo e o coeficiente de junta soldada. A rotina selecciona internamente o valor de tensão nominal de projecto e determina a espessura na zona da virola, verificando a sua validade. Posteriormente, é calculada a gama de valores para r e o utilizador pode introduzir um valor deste parâmetro dentro do intervalo fornecido. O programa calcula todas as espessuras relativas às extremidades torisféricas, bem como o valor de f_b e o parâmetro β para a condição respectiva e, em seguida, selecciona o maior valor de espessura, aproximando-o à unidade superior mais próxima.

A figura 5.4 representa o resultado obtido, através da rotina descrita, para as condições definidas nos parágrafos 5.2.3 e 5.2.4.

A rotina utilizada como ferramenta auxiliar foi desenvolvida e implementada utilizando o *software* MATLAB 7.9.0 (R2009b), através do código abaixo transcrito.

```
%% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% EN 13445-3: UNFIRED PRESSURE VESSELS - PART 3:DESGIN    %%
%% Raquel Loura - M.I.E.M. Dissertação 2011 %%%%%%%%%%%%%%%
%% Determinação de espessuras e geometrias para reservatórios
%% sob pressão com virola cilíndrica e topos torisféricos. %%
%% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```



```
clear all
close all
clc

%% Dados

%%Variáveis Iniciais
Rp02=input('Tensão limite de elasticidade a 0,2% [Pa] = ');
Rm=input('Tensão de rotura [Pa] = ');
z=input('Coeficiente de Junta Soldada = ');
D=input('Diâmetro interno do reservatório [mm] = ');
P=input('Pressão de Cálculo [Pa] = ');

%% NORMA %%
%% Tensão Nominal de Design Máxima
f_test=Rp02/1.05;
fd=min(Rp02/1.5, Rm/2.4);
f=min(f_test,fd);
str = sprintf('Tensão nominal de projecto = %1.2f [MPa]', f/(10^6));
disp(str)

%% Espessuras
e=(P*D)/(2*(f)*z-P);
str = sprintf('Espessura mínima necessária= %1.2f [mm]', e);
disp(str)
%Validação
De=D+e; % [mm]
if e/De<=0.08
disp('Espessura Válida')
else
disp('Espessura Inválida!!!')
end

%% Extremidades Torisféricas
%Raio de curvatura tangente
rmax=0.2*D;
rmin=max(0.06*D,2*e);
str = sprintf('Intervalo para o raio de curvatura na zona tangente...
à virola: %1.2f <= r <= %1.2f [mm]', rmin, rmax);
disp(str)
%Intervalo de espessuras
emax=0.08*(D+e);
emin=0.001*(D+e);
str = sprintf('Intervalo de valores admissíveis para a espessura nas...
extremidades %1.2f <= e <= %1.2f [mm]', emin, emax);
disp(str)
%Raio de topo
```

```

De=D+e;
R=De;
str = sprintf('Raio de topo R <= %1.2f [mm]', De);
disp(str)

%% Determinação das Espessuras nas Extremidades
% es
es=P*R/(2*f*z-0.5*P);
% eb
fb=Rp02/1.5;
eb=(0.75*R+0.2*D)*(P/(111*fb)*(D/rmin)^0.825)^(1/1.5);
%usar rmin porque maximiza a espessura
%ey
r=input('Com base no intervalo fornecido, defina o valor de r [mm] = ');
Y=min(e/R,0.04);
Z=log10(1/Y);
X=r/D;
N=1.006-1/(6.2+(90*Y)^4);
% cálculo de betha
betha06=N*(-0.3635*Z^3+2.2124*Z^2-3.2937*Z+1.8873);
betha01=N*(-0.1833*Z^3+1.0383*Z^2-1.2943*Z+0.837);
betha02=max(0.95*(0.56-1.94*Y-82.5*Y^2),0.5);
if r==rmin
    betha=betha06;
elseif X>0.06 & X<0.1
    betha=25*((0.1-X)*betha06+(X-0.06)*betha01);
elseif r==rmax/2
    betha=betha01;
elseif X>0.1 & X<0.2
    betha=10*((0.2-X)*betha01+(X-0.1)*betha02);
elseif r==rmax
    betha=betha02;
else
    beep;
    disp('ERRO: Fora dos limites de r!!!')
    betha=NaN;
end
ey=betha*P*(0.75*R+0.2*D)/f;
%espessura das extremidades
str = sprintf('es = %1.2f [mm]', es);
disp(str)
str = sprintf('eb = %1.2f [mm]', eb);
disp(str)
str = sprintf('ey = %1.2f [mm]', ey);
disp(str)
e_extre=ceil(max([es,eb,ey]));
str = sprintf('A espessura mínima nas extremidades do reservatório é...

```

```
= %1.2f [mm]', e_extre);
disp(str)
%% Fim de rotina %%
```

```
Tensão limite de elasticidade a 0.2% [Pa] = 275e6
Tensão de rotura [Pa] = 430e6
Coeficiente de Junta Soldada = 1
Diâmetro interno do reservatório [mm] = 1070
Pressão de Cálculo [Pa] = 4e5
Tensão nominal de projecto = 179.17 [MPa]
Espessura mínima necessária = 1.20 [mm]
Espessura Válida
Intervalo para o raio de curvatura na zona tangente à virola: 64.20 <= r <= 214.
00 [mm]
Intervalo de valores admissíveis para a espessura nas extremidades 1.07 <= e <=
85.70 [mm]
Raio de topo R <= 1071.20 [mm]
Com base no intervalo fornecido, defina o valor de r [mm] = 140
es = 1.20 [mm]
eb = 3.48 [mm]
ey = 2.16 [mm]
A espessura mínima nas extremidades do reservatório é = 4.00 [mm]
-
```

Figura 5.4: Representação do resultado de um ciclo da rotina implementada para o cálculo segundo a norma EN 13445-3.

5.2.6 Análise estrutural da configuração final

Analogamente ao estudo realizado no capítulo 4, modelou-se o problema considerando a detonação no centro do reservatório de uma massa equivalente de TNT (ver secção 4.3) e atendendo agora à geometria final do reservatório, definida no presente capítulo. Em termos de condições de contorno, foram utilizadas as condições de simetria especificadas para os problemas anteriores (ver tabela 4.6) bem como o encastramento na zona ilustrada na figura 4.14. Contudo, no exemplo actual foi considerado apenas um quarto do reservatório, dada a existência de planos de simetria que o permitem, pelo que foram também restringidos os deslocamentos ao longo do eixo Ox e as rotações em torno de Oy e Oz , como representado na figura 5.5. Ao nível do carregamento foi utilizada uma massa equivalente de TNT cuja pressão interior gerada fosse próxima da pressão no final da expansão (1 bar).

A análise realizada traduz-se, como esperado, num distribuição dos níveis de tensão equivalente de von Mises ao longo da geometria, cujo valor máximo se verifica ao centro do reservatório (zona mais próxima do explosivo), como ilustrado pela figura 5.6. Note-se que não foi considerado o estudo com explosivo próximo de uma das extremidades do reservatório por se terem desprezado os resultados dessa análise no capítulo anterior. O valor máximo de tensão obtido foi $\sigma_{\max} = 116,3$ MPa, que traduz uma margem (factor) de segurança para a tensão $s = 2,36$ face ao limite de cedência do material. Apesar de a margem verificada não se encontrar no mínimo imposto pela norma ASME analisada, o resultado foi considerado válido ao nível do projecto, uma vez que a norma europeia utilizada não impõe margens mínimas para este valor, salvaguardando apenas a existência de um valor superior a 1 para este parâmetro.

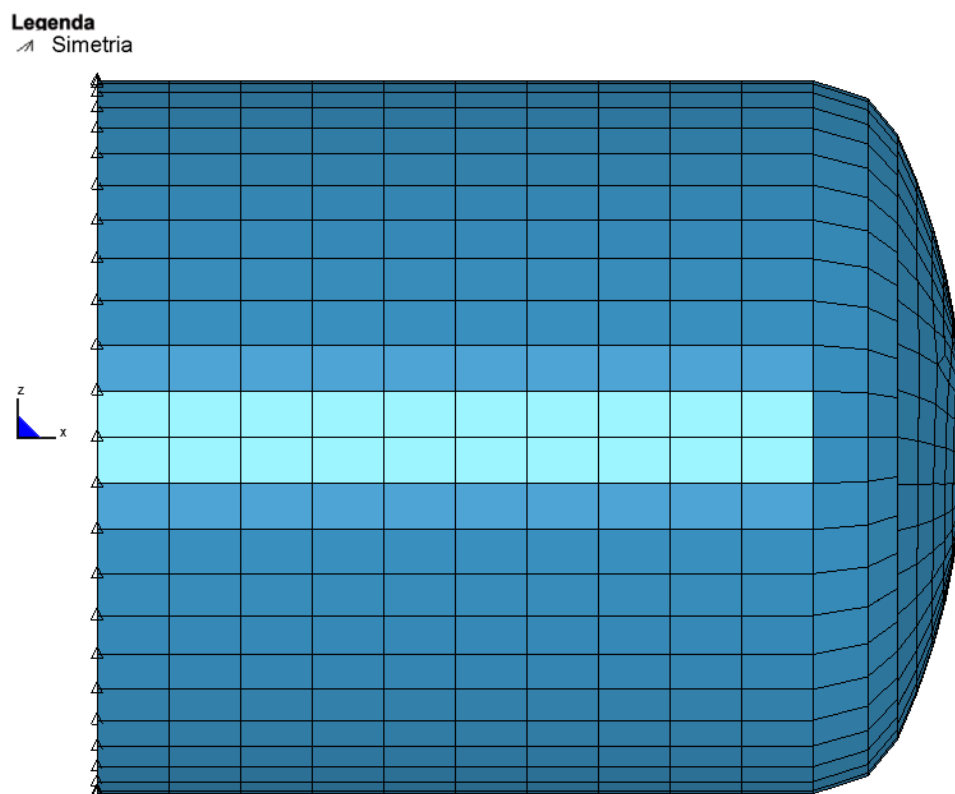


Figura 5.5: Representação esquemática dos nós limitados pela condição de simetria adicional que permite modelar um quarto do reservatório.

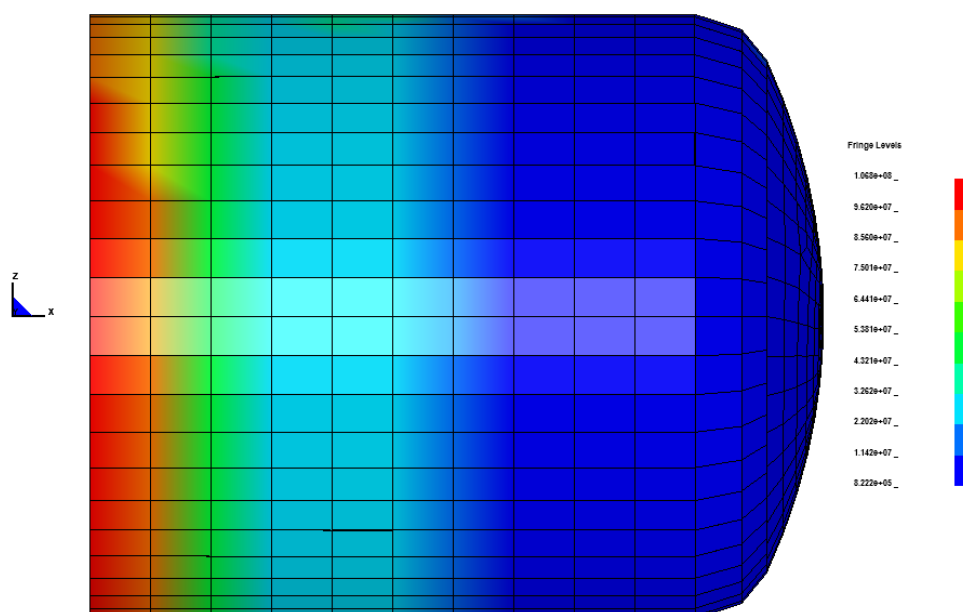


Figura 5.6: Representação da distribuição genérica de tensões equivalentes de von Mises no reservatório final, num dado instante.

Capítulo 6

Sistemas anexos ao reservatório de expansão

O correcto funcionamento do reservatório de expansão, cujo projecto foi definido no capítulo anterior, só será possível mediante a existência de determinados sistemas associados. O presente capítulo tem por objectivo enunciar estes componentes, face às necessidades de funcionamento do sistema global, e defini-los nas suas funções, dimensões, geometria, ligações e outras características consideradas relevantes.

Alguns elementos de projecto foram considerados imprescindíveis para o bom funcionamento global do sistema e do reservatório de expansão. Enunciando as aberturas no reservatório, vulgo tubuladuras, consideraram-se essencialmente duas: tubuladura de encaixe, cuja função consiste em ligar o reservatório à zona final do canhão onde se encontra a câmara de análise, e a porta-de-homem, uma tubuladura genérica cuja função é permitir o acesso ao interior do reservatório, a fim de o inspeccionar, remover resíduos e/ou estilhaços, *etc.*

Em termos de sistemas anexos, considerou-se incluir um manómetro de pressão, de modo a possibilitar a leitura da pressão do sistema, e de uma válvula de vácuo, cujo funcionamento englobe quer a realização de vácuo no sistema antes de qualquer ensaio quer a sua despressurização controlada.

Relativamente aos apoios do reservatório de expansão, foram cumpridos alguns requisitos especificados na documentação consultada [26], com ligeiras adaptações que se consideraram benéficas para a especificidade do projecto em desenvolvimento, que serão descritas detalhadamente na secção 6.2. Dimensionaram-se, ainda, os elementos de suspensão, designados por olhais, de modo a permitir o transporte e posicionamento do reservatório no local de funcionamento. Todos os elementos foram definidos recorrendo à norma EN 13445-3, utilizada anteriormente aquando da definição geométrica do reservatório de expansão, à excepção dos elementos de medição e controlo, ligações aparafusadas e estrutura de suporte e fixação.

No início de cada secção, será apresentada uma lista de variáveis relativas ao cálculo aí descrito.

6.1 Tubuladuras

6.1.1 Lista de variáveis

a — Distância entre o eixo de uma abertura e o bordo externo (anel) da mesma, medido no plano médio da casca do reservatório¹.

a_1, a_2 — Valores de a para duas aberturas consecutivas².

d_{eb} — Diâmetro exterior da tubuladura.

d_f — Diâmetro exterior da flange.

d_i — Diâmetro interior da tubuladura para efeitos de cálculo da espessura do anel de reforço.

d_{ib} — Diâmetro interior da tubuladura.

$e_{a,b}$ — Espessura de cálculo do anel de reforço.

$e_{a,p}$ — Espessura de cálculo da placa de reforço.

$e_{a,s}$ — Espessura de cálculo da parede do reservatório.

e_b — Espessura efectiva do anel de reforço.

$e_{c,s}$ — Espessura assumida para a parede do reservatório. Este parâmetro depende do valor assumido aquando do projecto e, não havendo outro tipo de indicação, é $e_{a,s} = 3,48$ mm.

e_f — Espessura da flange.

$e_{f_{CA}}$ — Espessura da flange da câmara de análise.

e_p — Espessura efectiva da placa de reforço.

L_b — Distância mínima entre os eixos de duas aberturas consecutivas, medida no plano médio da casca que compõe a parede do reservatório.

l_{bi} — Comprimento da abertura que se prolonga para dentro da casca.

l'_{bi} — Comprimento efectivo da abertura que se prolonga para dentro da casca.

l_{bo} — Comprimento exterior máximo da abertura que contribui para o reforço, medido a partir do limite exterior da casca.

l_p — Largura da placa de reforço.

l'_p — Largura efectiva da placa de reforço.

l_{so} — Comprimento máximo da casca, em torno da abertura, que contribui para o seu reforço, medido no plano médio da casca que compõe a parede do reservatório.

r_i, r_{is} — Raio de curvatura interno da casca no centro da abertura.

¹Aproxima-se ao raio externo do anel de reforço, para o projecto a desenvolver.

²Os índices 1 e 2 indicam sempre a abertura a que se referem, mesmo quando utilizados em outras variáveis.

6.1.2 Aberturas isoladas: hipótese

A norma europeia EN 13445 prevê dois tipos de aberturas em estruturas do tipo casca: aberturas isoladas e aberturas adjacentes. Para a definição geométrica da tubuladura de encaixe e da porta-de-homem foi considerado o primeiro caso, onde se previu que a condição

$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{so1} + l_{so2} \quad (6.1)$$

fosse satisfeita, sabendo que

$$l_{so} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}. \quad (6.2)$$

Ainda que sejam cometidos erros tomando este pressuposto, a condição enunciada na equação 6.1 será verificada posteriormente, uma vez que depende de parâmetros intrínsecos ao cálculo a efectuar.

Em termos de posicionamento das duas tubuladuras, a porta-de-homem será colocada no centro da virola cilíndrica e a tubuladura que permite o encaixe do reservatório na restante estrutura do canhão será colocada numa das suas extremidades, no eixo do reservatório.

6.1.3 Tubuladura de encaixe

A tubuladura de encaixe situa-se numa zona torisférica, dado que será soldada a uma das extremidades. A documentação consultada prevê que, em zonas torisféricas ou hemisféricas [26],

$$r_{is} = R, \quad (6.3)$$

onde R é o raio da zona esférica. Consequentemente, $r_{is} = 1074$ mm.

Uma vez que não se conhece o esforço exacto a que será submetida a estrutura, optou-se por utilizar reforços na periferia da tubuladura (placa de reforço) e na própria abertura (anel de reforço), como ilustrado na figura 6.1a.

Na norma consultada é definida a largura efectiva da placa reforço como

$$l'_p = \min(l_{so}; l_p). \quad (6.4)$$

Não tendo sido definido ou arbitrado nenhum valor para l_p , a equação 6.4 resume-se a

$$l'_p = l_{so}. \quad (6.5)$$

Assim, no caso da tubuladura de encaixe, $l_{so} = 86,53$ mm, que resulta num valor normal $l'_p = 88$ mm. De modo análogo, a espessura efectiva da placa de reforço para efeitos de cálculo é dada por

$$e_p = \min(e_{a,p}; e_{a,s}) \quad (6.6)$$

e depende apenas da espessura de análise do reservatório, uma vez que $e_{a,p}$ não foi definida. A equação 6.6 simplifica-se, isto é,

$$e_p = e_{a,s}, \quad (6.7)$$

de onde resulta $e_p = 4$ mm (valor nominal).

A espessura do anel de reforço, $e_{a,b}$, pode ser determinada com base no gráfico da figura 6.1b, através da razão

$$\frac{d_i}{2r_i}, \quad (6.8)$$

de onde se obtém o rácio entre a espessura do anel de reforço e a espessura de cálculo do reservatório,

$$\frac{e_{a,b}}{e_{a,s}}. \quad (6.9)$$

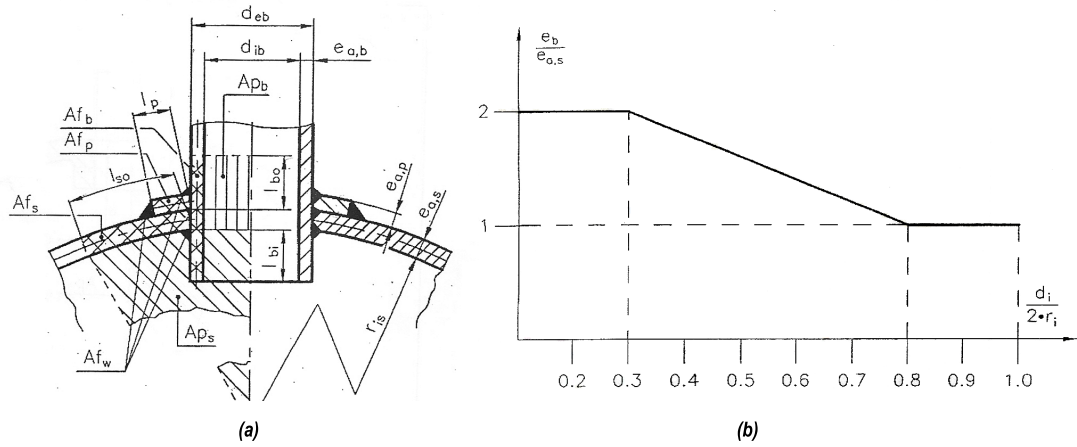


Figura 6.1: Representação esquemática (a) dos elementos de reforço e respectiva nomenclatura, para uma tubuladura genérica e (b) gráfico com relações geométricas para determinação da espessura de cálculo (b) [26].

Com base na geometria do canhão, definiu-se um diâmetro interno para a tubuladura igual ao diâmetro interno da câmara de análise $d_i = 250$ mm, uma vez que se trata da estrutura adjacente a este componente. Relativamente ao raio interno da zona da casca onde se situa a abertura r_i , trata-se do raio da zona esférica da extremidade, ou seja, $r_i = 1074$ mm. Definidos estes parâmetros, a razão dada na relação 6.8 toma o valor 0,12, de onde se obtém

$$e_{a,b} = 2e_{a,s}, \quad (6.10)$$

ou seja, $e_{a,b} = 6,96$ mm. Uma vez que a espessura da parede da câmara medida é 12 mm, optou-se por manter a mesma espessura na parede da tubuladura de encaixe: $e_{a,b} = 12$ mm. Definida a espessura, o diâmetro exterior da tubuladura resulta $d_{eb} = 274$ mm.

Os comprimentos de reforço proporcionado pelo anel da tubuladura também são parâmetros relevantes, uma vez que definem o comprimento máximo deste no interior do reservatório (l_{bi}) e o seu comprimento exterior mínimo necessário para garantir que o reforço é eficaz (l_{bo}). O comprimento l_{bo} depende apenas do diâmetro exterior da tubuladura e da sua espessura, sendo dado por

$$l_{bo} = \sqrt{(d_{eb} - e_b) e_b}, \quad (6.11)$$

de onde resulta $l_{bo} = 56,07 \approx 58$ mm. No que diz respeito ao reforço interno,

$$l'_{bi} = \min(l_{bi}; 0,5l_{bo}). \quad (6.12)$$

Uma vez que o valor de l_{bi} não foi definido, a equação 6.12 pode reescrever-se como

$$l'_{bi} = 0,5l_{bo}, \quad (6.13)$$

de onde resulta, para a tubuladura de encaixe, $l'_{bi} = 29$ mm.

Para definir a flange passante que permite a ligação à estrutura do canhão, utilizou-se uma flange idêntica à existente na câmara de análise, cujo diâmetro exterior é $d_f = 375$ mm, contendo o mesmo número de furos com diâmetro e espaçamento angular concordantes com a câmara de análise, a fim de permitir a ligação. Foi ainda considerada uma pequena zona de encaixe como ilustrado na figura 6.2, com o intuito de acomodar um vedante para garantir o isolamento do sistema. A espessura da flange de encaixe, uma vez que não vem contemplada na norma consultada, foi definida com base na relação,

$$e_f = 1,5e_{a,b}. \quad (6.14)$$

Contudo, no caso da tubuladura de encaixe e tendo como referência a câmara de análise, onde $e_{fCA} = 23$ mm, considerou-se

$$e_f = \max(1,5e_{a,b}; e_{fCA}), \quad (6.15)$$

de onde se obtém $e_f = 22$ mm.

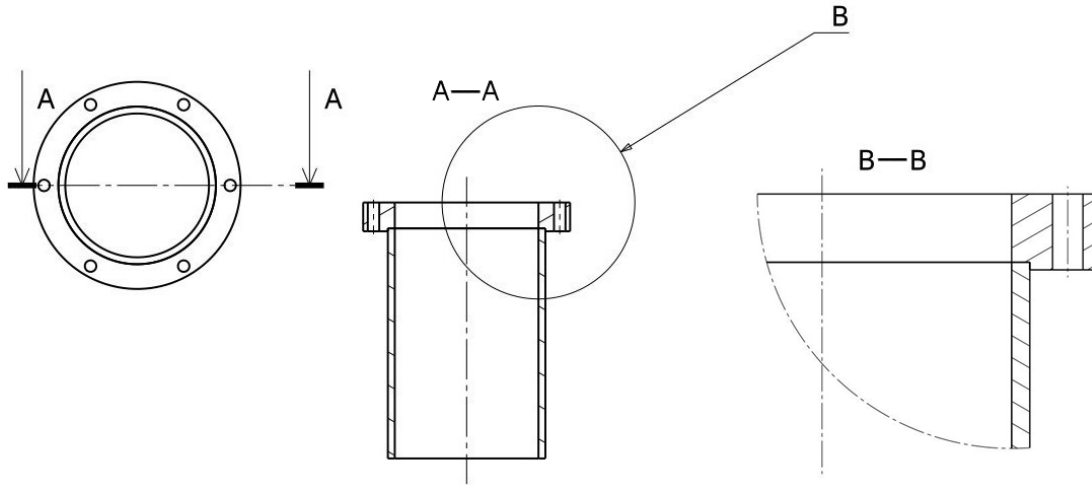


Figura 6.2: Encaixe entre a zona cilíndrica da câmara e a flange de encaixe do reservatório.

6.1.4 Porta-de-homem

A porta-de-homem situa-se no centro da zona cilíndrica do reservatório (virola). A norma consultada prevê que, em zonas cilíndricas,

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s}, \quad (6.16)$$

onde D_e é o diâmetro externo do cilindro e, consequentemente, $r_{is} = 533,52$ mm.

A configuração utilizada, em termos de reforço, será semelhante à da tubuladura de encaixe (ver figura 6.1a), recorrendo aos reforços de placa e anel na tubuladura.

De acordo com a equação 6.5, assumindo os mesmos pressupostos da estrutura anteriormente calculada, $l_{so} = 61,04$ mm, de onde resulta um valor nominal $l'_p = 62$ mm.

Atendendo à simplificação dada pela equação 6.7, $e_p = 4$ mm também para a porta-de-homem.

A espessura de cálculo do anel de reforço resulta da análise da figura 6.1b. Neste caso, o diâmetro interno da tubuladura foi definido como $d_i = 400$ mm. Para a zona do reservatório em questão, que possui um diâmetro interno $d = 1070$ mm, obtém-se $r_i = 535$ mm, onde a relação 6.8 resulta $d_i/2r_i = 0,37$. Da análise obtém-se

$$e_{a,b} = 1,85e_{a,s}, \quad (6.17)$$

ou seja, $e_{a,b} = 6,44$ mm que em termos nominais é $e_{a,b} = 8$ mm. Com a espessura definida, o diâmetro exterior da tubuladura é $d_{eb} = 416$ mm.

No que diz respeito aos comprimentos do anel de reforço, de acordo com a equação 6.11, para a porta-de-homem, $l_{bo} = 57,13 \approx 58$ mm. Atendendo à simplificação dada pela equação 6.13, $l'_{bi} = 29$ mm, ficando assim definidos todos os parâmetros geométricos da tubuladura.

Relativamente à flange cega necessária ao fecho da porta, considerou-se a relação 6.14 para determinar a espessura. O seu diâmetro foi definido com base no cone de pressão dos parafusos (ver figura 6.3), de onde resultou $d_f = 570$ mm e $e_f = 12$ mm, quer para a flange da abertura quer para a flange cega. Esta definição teve por base os parafusos seleccionados para a ligação, cuja descrição é detalhada na secção 6.3.

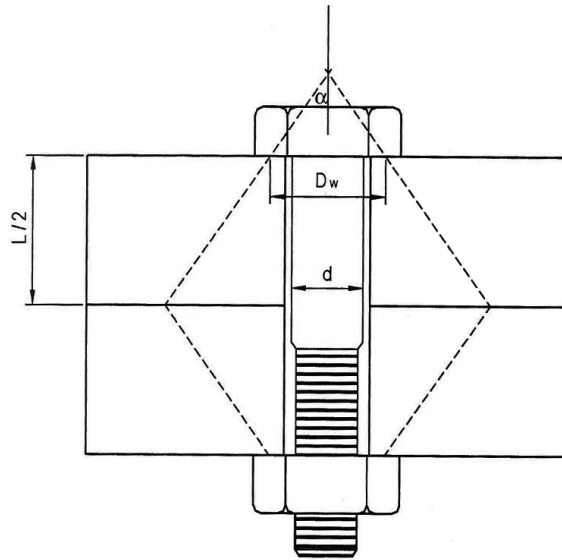


Figura 6.3: Representação esquemática do efeito de cone de pressão numa ligação aparafusada [21].

A componente móvel da porta-de-homem (flange cega) terá um vedante interno para garantir o isolamento durante a ligação aparafusada. Esta estrutura terá ainda duas pegas, com dimensões definidas de acordo com a sua função.

6.1.5 Aberturas isoladas: validação

De acordo com a figura 6.4, as variáveis a_1 e a_2 correspondem ao raio externo das tubuladuras de encaixe (índice 1) e porta-de-homem (índice 2), ou seja, $a_1 = 208$ mm e $a_2 = 133$ mm. Deste modo, substituindo na equação 6.1, obtém-se $L_b \leq 488,57$ mm, sendo esta a distância mínima entre centros das tubuladuras para que possam ser consideradas aberturas isoladas.

Dado que o comprimento da virola do reservatório é $L = 2145$ mm e a porta-de-homem se situa no centro deste, a distância entre o eixo da tubuladura e a extremidade da zona cilíndrica é $L/2 = 1072,5$ mm. Independentemente de realizar ou não a medição no plano médio da casca que compõe as paredes do reservatório, o centro da tubuladura de encaixe situar-se-á sempre a uma distância superior a $L/2$ do centro da porta-de-homem e, uma vez que $L/2 > L_{b_{\min}}$, a condição de aberturas isoladas é válida para o cálculo realizado.

6.2 Apoios

6.2.1 Lista de variáveis

a_1 — Distância entre o centro do apoio tipo sela e a extremidade adjacente do cilindro.

a_2 — Distância circunferencial entre a extremidade da sela e a extremidade da placa de reforço.

b_1 — Largura da sela.

b_2 — Largura da placa de reforço.

δ — Ângulo interior da sela.

δ_2 — Ângulo interior da placa de reforço.

D_i — Diâmetro interno da zona cilíndrica do reservatório de pressão.

e_2 — Espessura da placa de reforço.

e_n — Espessura nominal das paredes do reservatório.

k_{11} — Factor de cálculo.

L — Comprimento da zona cilíndrica do reservatório.

L_{\max} — Comprimento máximo admissível para a zona cilíndrica do reservatório.

6.2.2 Descrição

Dada a configuração geométrica do canhão e com base nos estudos realizados no capítulo 4, optou-se por definir o seu funcionamento na posição horizontal. A norma EN 13445-3 contempla o cálculo de apoios do tipo sela, ou “berços”, para a configuração escolhida, podendo ou não incluir placas de reforço, cuja função consiste em aumentar a espessura da parede do reservatório. O sistema de apoio deve possibilitar pequenos ajustes para contornar questões de empenamentos e facilitar as ligações aparafusadas que se

pretendem desmontáveis. O sistema de apoio deve, ainda, possibilitar o deslizamento longitudinal do reservatório, sempre que necessário, para colocação do alvo e realização de ajustes na câmara de análise.

Face aos requisitos descritos, manteve-se a configuração inicial sugerida, recorrendo a apoios do tipo sela, mas apenas para reforço da parede do reservatório, uma vez que este terá como estrutura de suporte apoios semelhantes aos utilizados para suportar os restantes elementos do canhão, reguláveis por parafusos, como ilustra a figura 6.5.

Dado que a aplicação exige medidas conservativas, além da placa que compõe o apoio tipo sela considerou-se uma placa de reforço com o intuito de proporcionar uma melhor distribuição de carga nos apoios, evitando roturas locais devidas a tensões elevadas geradas pelo contacto pontual dos parafusos de ajuste. A figura 6.6 traduz o efeito gerado pelas selas sobre o parafuso de suporte, com e sem placa de reforço.

Com base na norma EN 13445-3, foram determinados os parâmetros geométricos para definição dos apoios. As dimensões relevantes enunciadas na lista de variáveis encontram-se representadas na figura 6.7.

6.2.3 Condições de aplicabilidade

A existência de apoios, placas de reforço ou outros elementos ligados à parede do reservatório, nomeadamente por meio de ligações soldadas, leva a variações de secção que geram cargas locais. É com base neste facto que a norma EN 13445-3 define condições de aplicabilidade para a metodologia nela explícita. As condições de aplicabilidade ao caso em estudo serão enunciadas nos pontos seguintes:

1. Limitação de parâmetros geométricos do reservatório segundo a relação

$$0,001 \leq \frac{e_n}{D_i} \leq 0,05, \quad (6.18)$$

onde a espessura nominal nas paredes do reservatório é $e_n = 4$ mm (ver capítulo 5), resultando a relação 6.18 numa relação válida.

2. A espessura da placa de reforço depende da espessura nominal das paredes do reservatório, de tal forma que

$$e_2 \geq e_n. \quad (6.19)$$

Em condições limite, $e_2 = e_n = 4$ mm, que valida a condição em análise.

3. O carregamento nas selas é vertical e em sentido descendente. Esta condição é válida na medida em que as selas suportam essencialmente o peso do reservatório e uma vez que se considera que este é susceptível a deslocamentos longitudinais, devido à estrutura que o suporta, pelo que não existem reacções nessa direcção.
4. A sela deve ser preferencialmente soldada ao reservatório. Para o caso, a situação é possível e preferida. Contudo, em situação de impossibilidade deverá garantir-se que o reservatório se encontra uniformemente suportado pela sela (para evitar cargas pontuais).
5. Quando se prevêem deslocamentos adicionais devidos à dilatação térmica, apenas uma sela deve ser fixa, permitindo às restantes acompanhar a expansão axial do

reservatório. O caso em estudo não prevê a ocorrência de dilatação térmica. Contudo, a ocorrer, os seus efeitos serão comportados pelo tipo de estrutura de suporte seleccionada que permite a expansão do material em todas as direcções.

6. A distância entre a sela e outros pontos de carga, em qualquer direcção, deve ser igual ou superior a $\sqrt{D_i e_n}$. Esta condição será verificada posteriormente.
7. Existem três tipos de apoio: tipo A, apoio simétrico em duas selas (ver figura 6.8a); tipo B, apoio simétrico em três ou mais selas equidistantes (ver figura 6.8b); tipo C, reservatórios sobre duas ou mais selas localizadas arbitrariamente (ver figura 6.8c). Para a aplicação em estudo, optou-se por recorrer à configuração do tipo A.

6.2.4 Dispensa de cálculo de esforços em apoios do tipo A

Existem algumas condições que, quando integralmente verificadas, dispensam a verificação em termos estruturais da resistência dos apoios, para estruturas do tipo A. Estas são verificadas com base em parâmetros geométricos que impõem limites a variáveis de projecto. Os parágrafos seguintes enumeram e definem as referidas condições:

1. A pressão externa é desprezável face à pressão no interior do reservatório, $P \geq 0$. Esta condição é verificada pelos fundamentos de análise (ver capítulo 3), onde se despreza a pressão atmosférica face aos fenómenos ocorridos no interior do sistema.
2. A densidade do fluido encontra-se limitada superiormente por

$$\rho \leq 1000 \text{ kg/m}^3. \quad (6.20)$$

Na secção 3.3 determinou-se a densidade máxima do ar comprimido, que corresponde ao ar armazenado inicialmente a uma pressão igual a 200 bar, ou seja, $\rho_0 = 237,97 \text{ kg/m}^3$. Esta condição é igualmente válida.

3. A tensão nominal de projecto do reservatório, f , encontra-se limitada inferiormente por

$$f \geq 130 \text{ MPa}. \quad (6.21)$$

De acordo com os procedimentos aplicados no capítulo 5, $f = 179,17 \text{ MPa}$, validando esta condição.

4. O coeficiente de junta soldada encontra-se limitado inferiormente por

$$z \geq 0,8. \quad (6.22)$$

De acordo com os procedimentos aplicados no capítulo 5, $z = 1$ e, portanto, a condição é válida.

5. A distância entre o eixo de simetria da sela e os limites da virola cilíndrica é limitada pelo diâmetro interno do reservatório de acordo com a expressão

$$a_1 \leq 0,5D_i. \quad (6.23)$$

Não conhecendo um valor específico para este parâmetro, optou-se por considerar o seu valor limite, sabendo que $D_i = 1070 \text{ mm}$, $a_1 = 535 \text{ mm}$, validando a condição.

6. O comprimento da zona cilíndrica do reservatório (virola) é limitado em função do seu diâmetro interno, D_i , da sua espessura nominal, e_n , do ângulo da sela, δ , e da utilização ou não de placa de reforço. Atendendo ao gráfico da figura 6.9, onde as linhas contínuas representam reservatórios sem placa de reforço e as linhas a traço interrompido representam reservatórios com placa de reforço, é possível visualizar que, para uma espessura nominal de 4 mm, para o diâmetro interno do reservatório e para o ângulo de sela seleccionado, $L_{\max} \leq 10000$ mm (ver marcação na referida figura). Optou-se por considerar um ângulo $\delta = 120^\circ$ dado que corresponde ao ângulo de abertura da estrutura de suporte existente (ver figura 6.5). Uma vez que o comprimento do reservatório $L = 2145$ mm é muito inferior ao limite máximo imposto, a condição é válida.

7. A largura da sela, b_1 , possui um limite inferior tal que

$$b_1 \geq 1,1\sqrt{D_i e_n}, \quad (6.24)$$

de onde resulta $b_1 \geq 72$ mm. Dado não haver um valor específico definido para esta variável, optou-se por considerar o valor limite $b_1 = 72$ mm.

6.2.5 Esforços em reforços para apoios do tipo A

A definição dos parâmetros geométricos do reforço também se baseia num procedimento simplificado, caso se verifiquem as seguintes condições:

1. A espessura da placa de reforço depende da espessura nominal das paredes do reservatório, tal que

$$e_2 \leq e_n. \quad (6.25)$$

No limite, foi considerado o valor mínimo para este parâmetro, $e_2 = 4$ mm, validando a presente condição.

2. A largura da placa de reforço encontra-se relacionada com o diâmetro interno do reservatório, com a largura da sela e com um parâmetro adicional k_{11} , que pode ser obtido a partir do gráfico da figura 6.10. Analisando o referido gráfico, $D_i/e_n = 307,47$, para um ângulo $\delta = 120^\circ$, obtém-se $k_{11} = 0,10$. Tendo por base a relação

$$b_2 \leq k_{11} D_i + 1,5b_1, \quad (6.26)$$

a largura da placa de reforço fica limitada inferiormente a $b_2 \leq 215$ mm. À semelhança do procedimento adoptado na verificação das condições anteriores, considerou-se o valor limite $b_2 = 215$ mm, que valida a condição.

6.2.6 Outras dimensões

A documentação consultada não refere o valor de espessura mínima necessária para a definição da sela, e_1 . Contudo, atendendo aos procedimentos utilizados, optou-se por considerar esta espessura igual à espessura da placa de reforço, $e_1 = 4$ mm, sem que sejam cometidos erros graves de aproximação, uma vez que não existem garantias fundamentadas da necessidade de utilização de placa de reforço, sendo esta opção por si só um mecanismo adicional que contribui para a segurança do projecto.

Atendendo à figura 6.7, é necessário conhecer o ângulo δ_2 para definir a extensão circunferencial da placa de reforço. Este cálculo foi realizado assumindo a distância $a_2 = 107$ mm, com base num raio fictício ξ , de tal forma que

$$\xi = \frac{D_e}{2} + e_2, \quad (6.27)$$

e na decomposição em triângulos rectângulos, para obtenção da relação

$$\frac{a_2}{2} = \xi \sin \left(\frac{\delta_2 - \delta}{2} \right). \quad (6.28)$$

Deste procedimento resultou $\delta_2 \geq 143^\circ$, onde se aproximou $\delta_2 = 145^\circ$. Invertendo o cálculo, com base na equação 6.28, obtém-se $a_2 = 118$ mm.

6.2.7 Distância mínima para cargas locais

De acordo com a condição de aplicabilidade 6 (ver secção 6.2.3), a distância entre estruturas que possa induzir cargas locais no reservatório terá que ser igual ou superior a $\sqrt{D_i e_n}$, ou seja, 66 mm. Para tal, considerou-se a distância entre as duas placas de reforço, na zona cilíndrica

$$d_{PR} = L - 2a_1 - 2\frac{b_2}{2} = 860 \text{ mm}. \quad (6.29)$$

Se a este valor se subtrair o diâmetro externo da porta-de-homem, $d_{eb} = 416$ mm, obtém-se 444 mm. Este valor corresponde ao dobro da distância mínima efectiva entre o limite da placa de reforço e a zona onde se encontra soldada a tubuladura da porta-de-homem, de onde resulta $222 > 66$ mm, que é a distância mínima definida. Se se considerar a tubuladura de encaixe, a distância entre o limite da placa de reforço e a extremidade da virola do reservatório é

$$d_{PE} = a_1 - \frac{b_2}{2} = 427,5 \text{ mm}. \quad (6.30)$$

Esta distância é superior ao mínimo estabelecido e, uma vez que a tubuladura de encaixe se situa para além deste valor, ainda que medido no plano médio da casca do reservatório, encontra-se garantida para qualquer caso a distância mínima entre pontos que possam provocar cargas locais no reservatório.

6.3 Ligações aparafusadas

O projecto mecânico dos sistemas anexos contempla o uso de ligações soldadas e aparafusadas. Uma vez que as ligações aparafusadas condicionam a forma e dimensões dos componentes onde é feita a ligação, o seu conhecimento é fundamental para que, aquando da construção, se possam definir estes elementos correctamente antes da montagem. Este tipo de ligação foi necessário apenas para a ligação da tubuladura de encaixe à restante estrutura do canhão e para a fixação da porta-de-homem.

6.3.1 Tubuladura de Encaixe

A tubuladura de encaixe, apesar de ter sido dimensionada seguindo os pressupostos da norma EN 13445-3, depende sobretudo da estrutura existente onde será ligada, designada por câmara de análise. Deste modo, a ligação será efectuada por parafusos em número e dimensão adequados à furação existente na flange da câmara, ou seja, 6×M18.

Inicialmente, considerou-se a utilização de parafusos de cabeça hexagonal ISO 4017 M18 8.8 ou parafuso de cabeça cilíndrica com oco hexagonal ISO 4762 M18 8.8. A classe 8.8 foi seleccionada dado que corresponde a parafusos de aço médio carbono, adequado para ligações metálicas [28]. O objectivo da escolha realizada prendeu-se com a manutenção do tipo de parafusos utilizado na restante estrutura do canhão. Contudo, os parafusos ISO 4017 M18 encontram-se limitados a um comprimento máximo de 200 mm e os parafusos cilíndricos com oco hexagonal não possuem rosca métrica com 18 mm de diâmetro normalizada [28].

Uma vez que o comprimento mínimo necessário para o parafuso terá que comportar toda a câmara de análise, as duas flanges, porcas e anilhas

$$L_p \geq 2e_f + l_c + 2D_m + m, \quad (6.31)$$

onde e_f é a espessura das flanges a unir, $l_c = 240$ mm é o comprimento da câmara de análise, D_m é a espessura da anilha e m a espessura da porca consideradas, e L_p é o comprimento mínimo de rosca necessário para o parafuso M18, $L_p = 306$ mm. Não existindo parafusos que correspondam a esta condição, optou-se por utilizar um varão roscado M18, fixando-o com recurso a duas anilhas e duas porcas tal que

$$L_v \geq 2e_f + l_c + 2D_m + 2m, \quad (6.32)$$

onde L_v corresponde ao comprimento mínimo necessário para o varão. Deste modo, $L_v \geq 322$ mm, onde se considerou $L_v = 350$ mm, por aproximação.

Foram seleccionadas anilhas planas ISO 7089 M20×3 8.8, uma vez que não se encontram anilhas normalizadas deste tipo para diâmetro nominal de 18 mm. Foram ainda seleccionadas porcas hexagonais ISO 4032 M18×15,8 8.8 [28].

6.3.2 Porta-de-homem

A ligação da flange cega à tubuladura da porta-de-homem comporta, igualmente, ligações aparafusadas. Para dimensionar os parafusos desta ligação, considerou-se que a porta se encontra sujeita a uma pressão não superior à pressão de cálculo, $P = 4$ bar, (ver capítulo 5), ou seja, $P = 0,4$ MPa. Sabendo que

$$P = \frac{F}{A}, \quad (6.33)$$

onde A corresponde à área da flange do disco que compõe a porta que está sujeita à pressão interna do reservatório ($A = \pi r^2$ com $r = 200$ mm), de onde resulta uma força total máxima a actuar nos parafusos $F \approx 51$ kN.

Pelos motivos enunciados na secção 6.3.1, a classe de parafusos escolhida para a aplicação foi 8.8, utilizada em elementos de alta resistência, cuja resistência nominal à tracção se define por

$$R_m = 8 \times 100 = 800 \text{ MPa} \quad (6.34)$$

e cujo limite nominal de elasticidade é dado por [28]

$$R_{p0,2} = 0,8 \times R_m = 640 \text{ MPa.} \quad (6.35)$$

O número de parafusos a utilizar foi escolhido ($n_p = 12$), de forma a resultar numa distribuição angularmente espaçada de 30° na flange.

Considerando uma ligação com $n_p = 12$, a força a suportar por cada parafusos é

$$F_p = \frac{F}{12}, \quad (6.36)$$

ou seja, $F_p = 4,25 \text{ kN}$. Considerando um coeficiente de segurança igual a 1,1, a área resistente mínima do parafuso pode ser retirada da relação

$$\frac{F_p}{A_p} = \frac{R_{p0,2}}{1,1}, \quad (6.37)$$

de onde se obtém $A_p = 7,31 \text{ mm}^2$. Sabendo que a área resistente de um parafuso é dada por

$$A_s = \frac{\pi}{4}(d - 0,935P)^2, \quad (6.38)$$

onde d é o diâmetro nominal e P o passo da rosca, e atendendo às dimensões gerais de roscas métricas ISO [28], os parafusos a utilizar para esta aplicação serão necessariamente iguais ou superiores a M4, para a classe de material escolhida. Considerou-se utilizar parafusos de diâmetro superior, em conformidade com as restantes ligações aparafusadas que compõe a estrutura do canhão. Deste modo, seleccionaram-se parafusos de cabeça hexagonal ISO 4017 M18 8.8.

Considerando a espessura das duas flanges a unir, $e_f = 12 \text{ mm}$, bem como a utilização de duas anilhas e uma porca para a ligação, semelhantes às seleccionadas para a tubuladura de encaixe,

$$L_p \geq 2e_f + 2D_m + m, \quad (6.39)$$

resultando $L_p \geq 46 \text{ mm}$ como o comprimento mínimo para os parafusos. Considerou-se um comprimento normal, $L_p = 50 \text{ mm}$ [28].

É essencial mencionar que os comprimentos mínimos da zona exterior do anel de reforço, l_{bo} , poderão não ser suficientes para permitir as ligações aparafusadas definidas. Em anexo inclui-se o desenho de definição do reservatório e sistemas anexos, que contém os valores finais destes comprimentos tal que sejam possível a montagem dos componentes, bem como todas as dimensões necessárias à sua construção.

6.4 Elementos de medição e controlo

Os instrumentos de medição e controlo utilizados foram definidos com base nas especificações de fabricantes para a aplicação pretendida.

Seleccionou-se um manómetro de pressão em aço inoxidável ASHCROFT P5500, do tipo diafragma, com protecção contra sobrecarga até cinco vezes o valor máximo da sua escala, que varia entre 0 e 25 bar na calibração pretendida. Na prática, este equipamento suporta até 125 bar na zona de medição e pretende-se que leia a pressão estática que o sistema atinge no final da expansão, pressão esta que, segundo a previsão realizada,

poderá variar entre 1 e 4 bar, ou seja, entre a pressão pretendida no final da expansão e a pressão de cálculo.

A válvula de vácuo seleccionada consiste numa válvula de controlo manual para regulação de vácuo (VRV) de dois sentidos, com posição ajustável da marca FEZER, modelo VRV-R3/4. Esta válvula permite um caudal máximo de 18 m³/h e opera num intervalo de temperaturas entre 10° e 50° C, intervalo que comporta a temperatura ambiente a que funcionará o canhão. A descrição detalhada destes componentes pode ser consultada nas especificações do fabricante e estes encontram-se representados na figura 6.11.

6.5 Olhais de suporte

6.5.1 Lista de variáveis

a_1 — Excentricidade do ponto de aplicação da carga face ao centro do olhal.

a_2 — Distância entre o ponto de aplicação da carga e a base do olhal.

b_1 — Comprimento do olhal medido na zona de soldadura.

b_2 — Largura da placa de reforço.

b_3 — Comprimento da placa de reforço.

β — Ângulo entre a direcção da força e a normal à superfície do reservatório.

F_R — Carga local.

$F_{R,max}$ — Carga local máxima admissível.

$\sigma_{b,all}$ — Tensão máxima à flexão.

σ_m — Tensão de membrana.

W — Peso total do reservatório.

6.5.2 Considerações

Os olhais são estruturas de suportes que permitem transportar e posicionar o reservatório recorrendo por exemplo, a cabos de aço. A documentação consultada [26] contempla dois tipos de olhais: olhal longitudinal (ver figura 6.12), se o seu eixo de simetria possui a mesma direcção do eixo de revolução do reservatório, e olhal tangencial (ver figura 6.13), se o seu eixo de simetria possui uma direcção diferente, normalmente perpendicular ao eixo do reservatório. Nos parágrafos seguintes será considerado um destes casos, com bases em pressupostos específicos definidos na norma EN 13445-3.

Para dimensionamento destes elementos geométricos é necessário conhecer o peso total do reservatório, W . Uma vez definidos todos os sistemas anexos necessários, obteve-se um volume total de material $V = 0,051 \text{ m}^3$, que contempla o reservatório, tubuladuras, flanges e apoios definidos no presente capítulo. Atendendo à densidade do material considerado (ver secção 4.1.3), $\rho_{ao} = 7850 \text{ kg/m}^3$, resulta $W = 4003,5 \text{ N}$, ou seja, $W \approx 5 \text{ kN}$, com um acréscimo de cerca de 25% que garante a segurança do projecto.

6.5.3 Condições de aplicabilidade

Para que a definição geométrica de olhais seja considerada válida, é necessário proceder à validação de algumas condições que, em si mesmas, encerram limitações às variáveis de projecto. Nos pontos que se seguem, enumeram-se as referidas condições:

1. Limitação de parâmetros geométricos do reservatório, segundo a relação

$$0,001 \leq \frac{e_n}{D_{eq}} \leq 0,05. \quad (6.40)$$

Uma vez que se pretende posicionar os olhais na zona torisférica do reservatório, a norma EN 13445-3 define que, para uma casca torisférica, $D_{eq} = R_i$, onde R_i é o raio interno da zona esférica das extremidades. Para o caso, $R_i = 1074$ mm e a relação 6.40 é válida.

2. Aquando da utilização de placa de reforço, a espessura encontra-se limitada pela espessura nominal do reservatório, segundo a relação

$$e_2 \geq e_n. \quad (6.41)$$

O comprimento do olhal depende igualmente do comprimento da placa de reforço, limitando-se a

$$b_3 \leq 5b_1. \quad (6.42)$$

Uma vez que se considerou a utilização de placa de reforço, tomaram-se os valores limite desta condição, $e_2 = e_n = 4$ mm e $b_3 = 1,5b_1$, validando-a.

3. A força local, F_R , actua no plano do olhal, conforme se ilustra na figura 6.12b.
4. Para extremidades torisféricas, o olhal situa-se na zona esférica.

6.5.4 Carga local

A carga local que actua nos olhais, ou força aplicada F_R , é dada pela decomposição do peso do reservatório segundo o ângulo β e o número de olhais considerados. Optando pela utilização de dois olhais para suportar todo o reservatório do caso de estudo, a carga local é dada por

$$F_R = \frac{W}{2 \cos \beta}. \quad (6.43)$$

Considerando que, pelo posicionamento do reservatório e pelas condições de transporte, $\beta_{\max} = 6^\circ$, da equação 6.43 resulta $F_R = 5$ kN (a suportar em cada olhal).

6.5.5 Carga local máxima admissível

Determinar o valor máximo admissível para a carga aplicada implica cumprir um conjunto de procedimentos que tem início na definição do tipo de olhais a utilizar. Uma vez que se considerou a colocação de olhais nas extremidades do reservatório, é necessário definir a sua natureza. A norma EN 13445-3 define que um olhal colocado numa zona esférica e que possua um eixo de simetria coplanar com o eixo de revolução do reservatório é considerado um olhal longitudinal. Deste modo, apenas foram considerados os procedimentos que permitem definir este tipo de geometria anexa.

Uma vez definido o tipo de olhal é necessário determinar constantes de cálculo λ , ν_1 , ν_2 , K_{13} e K_{14} , segundo os procedimentos indicados e tem em atenção que o comprimento da carga linear corresponde a $b = b_3$, aquando da utilização de placa de reforço no olhal.

Começando por determinar o parâmetro λ ,

$$\lambda = \lambda_1 = \frac{b}{\sqrt{D_{eq}e_a}}, \quad (6.44)$$

onde b depende do comprimento b_3 e e_a é a espessura de cálculo do reservatório ($e_a = 3,48$ mm). Definiu-se um comprimento $b_3 = 105$ mm para a placa de reforço, de onde resultou $\lambda = \lambda_1 = 1,72$.

O parâmetro ν_1 , dado por

$$\nu_1 = \min(0,08\lambda_1; 0,20) \quad (6.45)$$

toma, deste modo, o valor $\nu_1 = 0,14$.

O parâmetro ν_2 depende da tensão de membrana gerada, σ_m , neste caso $\sigma_m = \sigma_{my}$, que é dada por

$$\sigma_{my} = \frac{PD_{eq}}{2e_a}, \quad (6.46)$$

de onde resulta $\sigma_{my} = 62$ MPa. Sabendo que em condições de projecto a constante $k_2 = 1,25$ e que

$$\nu_2 = \frac{\sigma_m}{k_2 f}, \quad (6.47)$$

o parâmetro ν_2 toma o valor $\nu_2 = 0,28$.

Por fim, as constantes k_{13} e k_{14} , que dependem de λ , são dadas por

$$k_{13} = \frac{1}{1,2\sqrt{1+0,06\lambda^2}} \quad (6.48)$$

e

$$k_{14} = \frac{1}{0,6\sqrt{1+0,03\lambda^2}}, \quad (6.49)$$

obtendo-se $k_{13} = 0,77$ e $k_{14} = 1,60$.

O procedimento seguinte consiste em determinar a tensão máxima à flexão, $\sigma_{b,all}$, tal que

$$\sigma_{b,all} = k_1 k_2 f, \quad (6.50)$$

onde $k_2 = 1,25$, como definido anteriormente, $f = 179,17$ MPa, como definido no capítulo 5 e k_1 é dado por

$$k_1 = \frac{1 - \nu_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \nu_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \nu_2\right)^2 + (1 - \nu_2^2) \nu_1^2}}, \quad (6.51)$$

de onde se obtém $k_1 = 1,20$ e $\sigma_{b,all} = 269$ MPa.

A tensão máxima à flexão permite determinar a carga máxima admissível, através da inequação

$$F_R \leq F_{R,\max} = \frac{k_{15} \sigma_{b,all} e_a^2}{k_{13} |\cos \beta| + k_{14} |(a_2 + e_2) \sin \beta - a_1 \cos \beta| / b_3}, \quad (6.52)$$

onde

$$k_{15} = \min \left[1 + 2, 60 \left(\frac{D_{eq}}{e_a} \right)^{0,30} \left(\frac{b_2}{D_{eq}} \right); 2, 0 \right] \quad (6.53)$$

e de onde se obtém $k_{15} = 1,54$, considerando $b_2 = 40$ mm.

Deste modo, a relação 6.52 resulta em $F_R \leq 6,970$ kN, onde se considerou $a_2 = 30$ mm, $a_1 = 15$ mm e se definiu $b_1 = b_3/1,5 = 70$ mm.

Verifica-se que a carga máxima admissível é superior à carga a suportar por cada olhal, garantindo a sua robustez.

Existem dimensões dos olhais não contempladas pela norma, nomeadamente o diâmetro do furo de suporte e a sua configuração exterior. Estas dimensões serão definidas em anexo. A figura 6.14 representa o aspecto final dos olhais determinados.

6.6 Síntese e vista geral

Uma vez que os cálculos elaborados no presente capítulos são de importância fundamental ao projecto, considerou-se realizar uma síntese das principais dimensões determinadas, descrita na tabela 6.6.

O resultado final do projecto consiste num reservatório funcional, com sistemas de posicionamento, apoio e encaixe, como é possível visualizar nas figuras 6.15 e 6.16. O aspecto final do canhão, com todos os elementos, encontra-se ilustrado na figura 6.17.

Tabela 6.1: Síntese das principais dimensões definidas para os sistemas anexos ao reservatório de expansão.

Tubuladuras

	Dimensões [mm]	
	Encaixe	Porta-de-homem
d_{eb}	274	416
d_f	375	570
d_i	250	400
e_b	12	8
e_f	22	12
e_p	4	4
l_{bi}	29	29
l_{bo}	≥ 58	≥ 58
l_p	88	62

Apoios

	Dimensões [mm]	
a_1	535	
a_2	118	
b_1	72	
b_2	215	
e_1	4	
e_2	4	
	Ângulo [°]	
δ	120	
δ_2	145	

Ligações Aparafusadas

	Designação	
	Encaixe	Porta-de-Homem
Parafusos	Varão Roscaro M18 8.8	H ISO 4017 M18 8.8
Porcas	Hexagonais ISO 4032 M18 \times 15,8 8.8	
Anilhas	Planas ISO 7089 M20 \times 3 8.8	

Elementos de Medição e controlo

	Designação do fabricante	
Manómetro	ASCHROFT P5500	
Válvula	FEZER VRV-R3/4	

Olhais

	Dimensões [mm]	
a_1	15	
a_2	30	
b_1	70	
b_2	40	
b_3	105	
e_2	4	
	Ângulo [°]	
β	60	

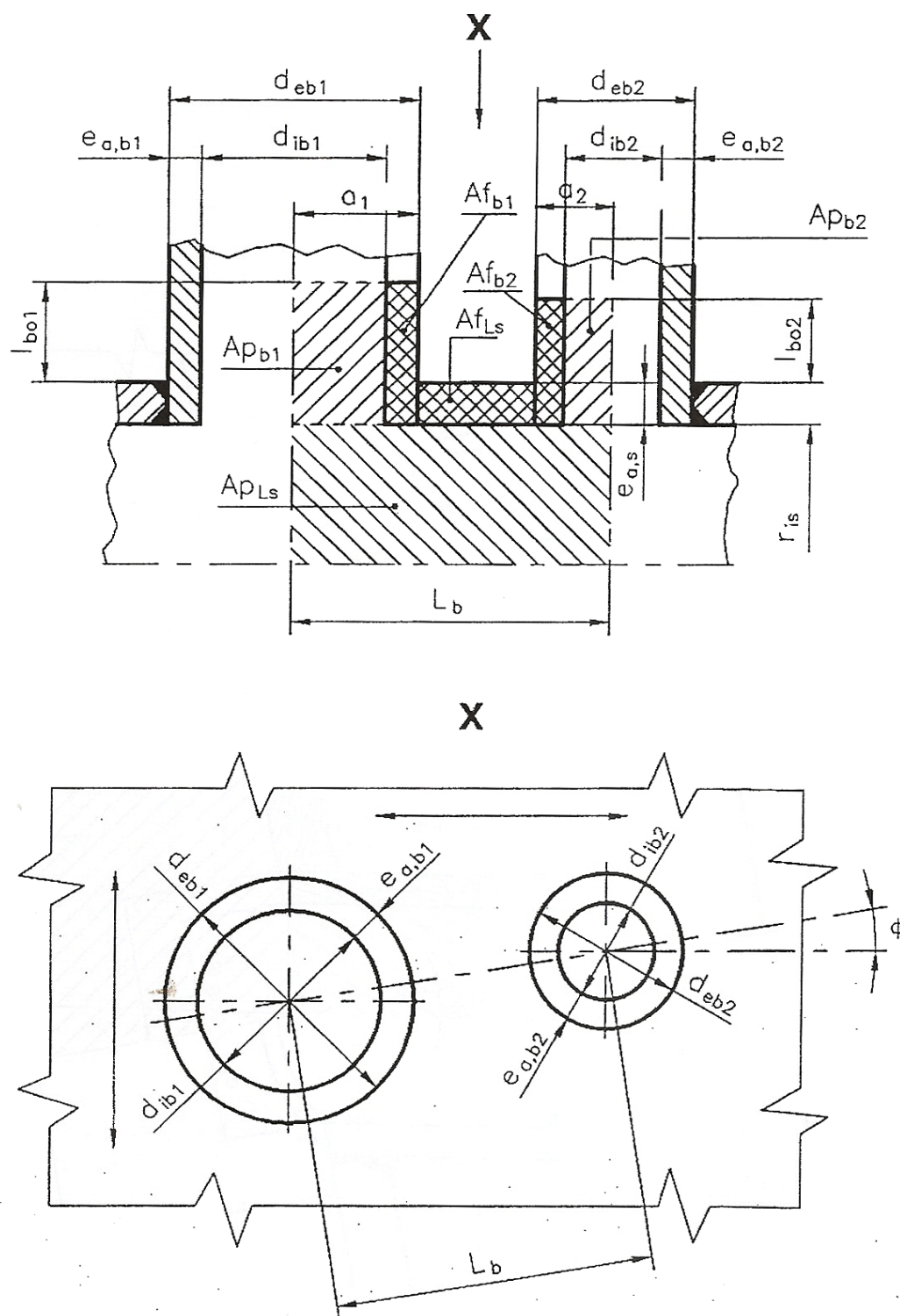


Figura 6.4: Dimensões que definem duas aberturas consecutivas, numa casca[26].

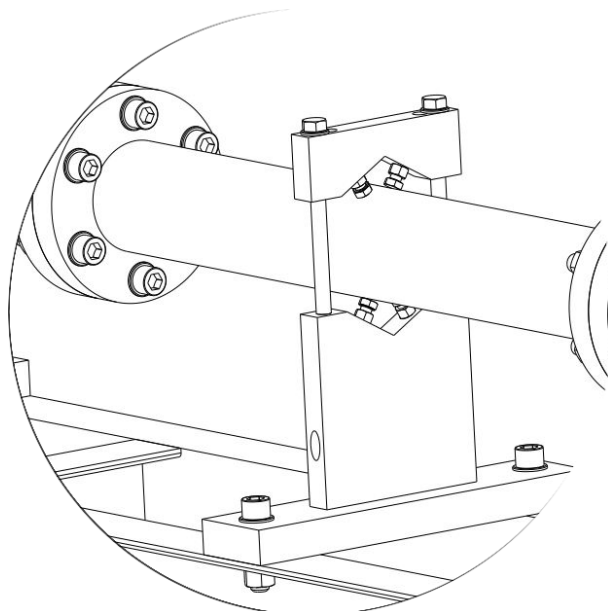


Figura 6.5: Vista parcial do tipo de apoios para suporte e regulação, utilizados ao longo do canhão.

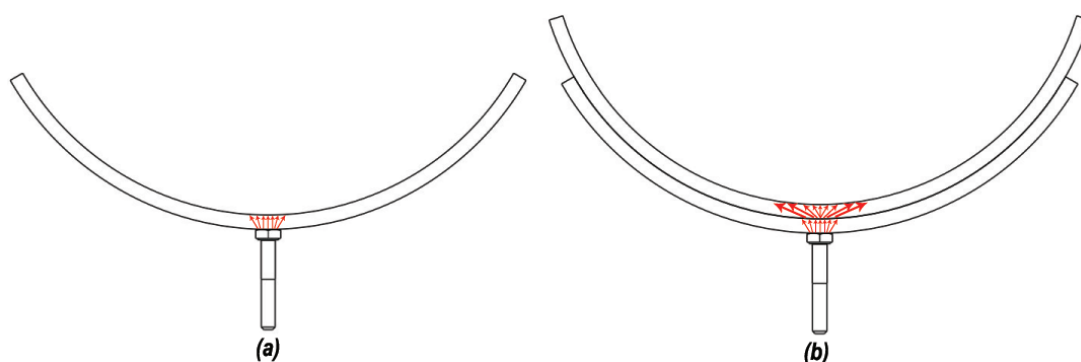


Figura 6.6: Representação esquemática da distribuição genérica da carga exercida pelos parafusos de suporte nas selas (a) sem placa de reforço e (b) com placa de reforço.

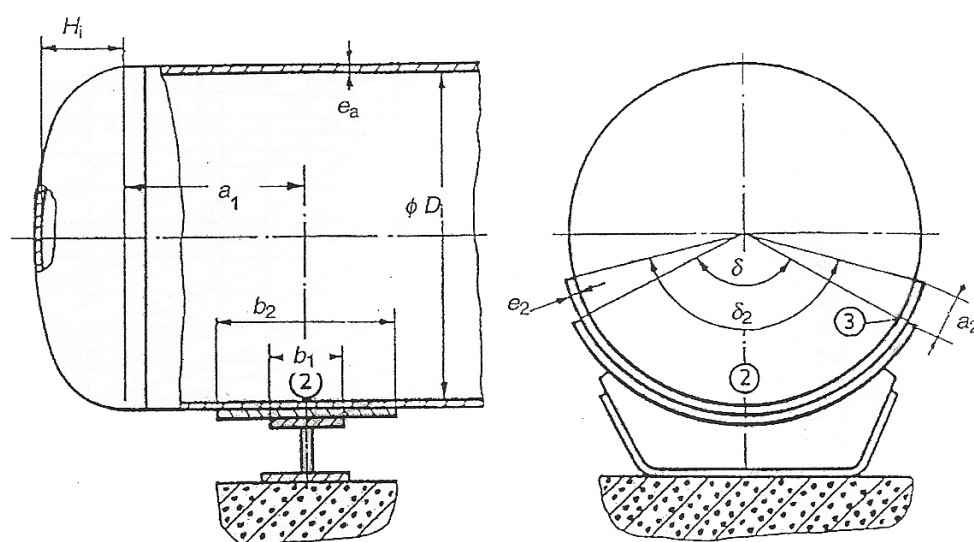


Figura 6.7: Dimensões necessárias à definição de apoios do tipo sela [26].

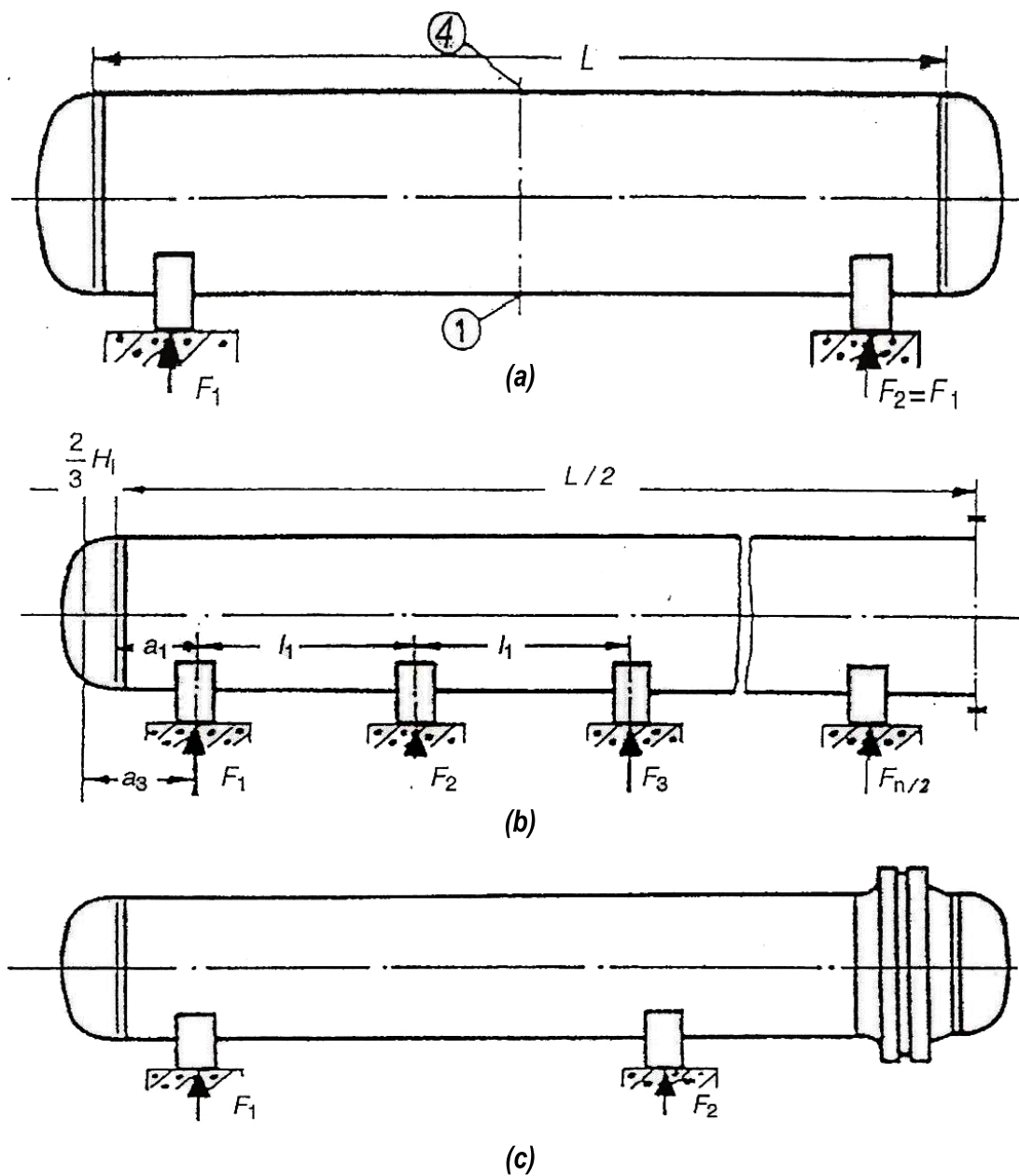


Figura 6.8: Distribuição geral dos apoios para configurações (a) do tipo A, (b) do tipo B e (c) do tipo C [26].

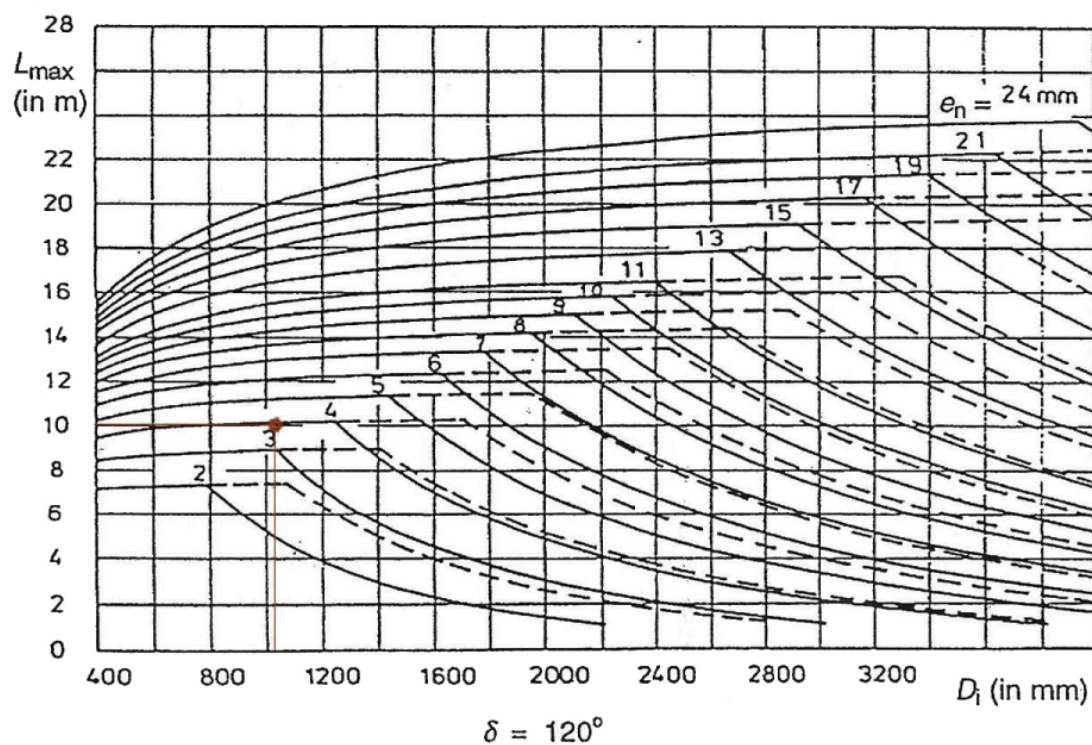


Figura 6.9: Ábaco representativo do comprimento máximo admissível do reservatório em função de parâmetros geométricos do reservatório e da sela [26].

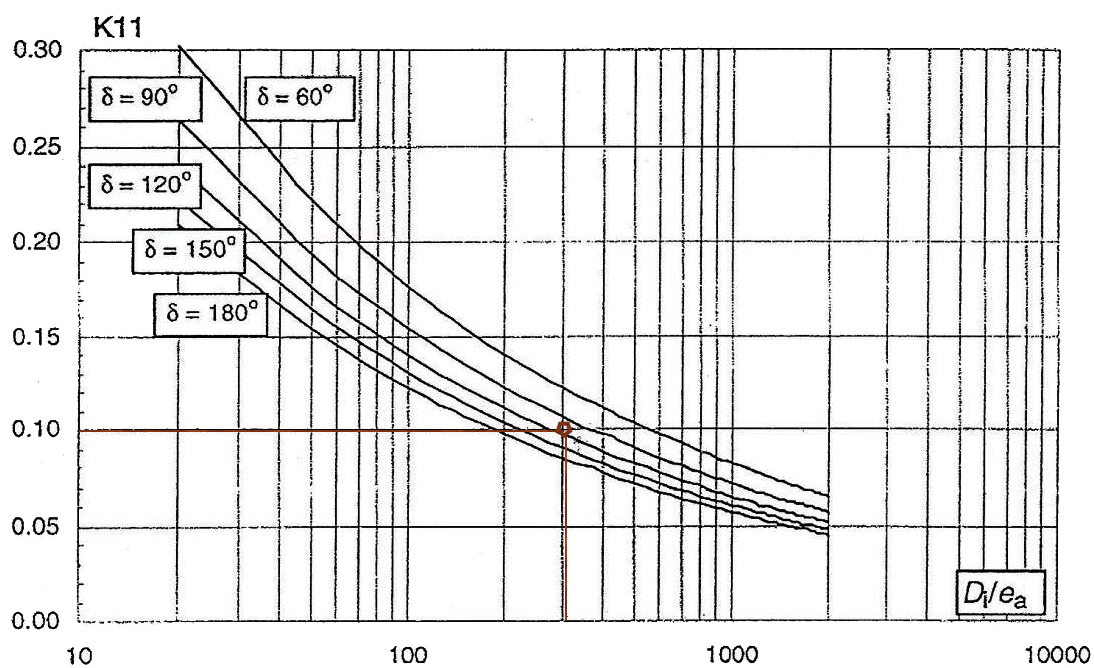


Figura 6.10: Ábaco para determinação do parâmetro k_{11} [26].

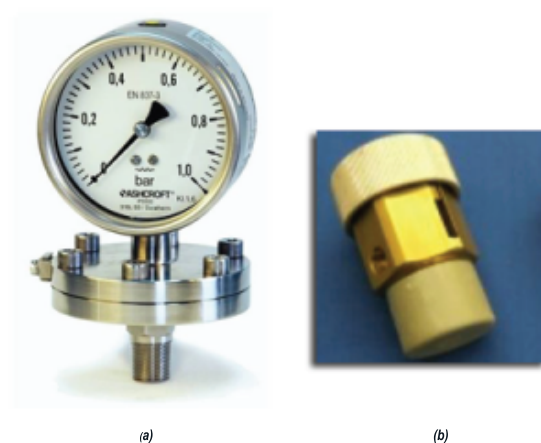


Figura 6.11: Elementos de medição e controlo seleccionados: (a) manómetro de pressão ASHCROFT P550 e (b) válvula de vácuo FEZER VRV-R3/4.

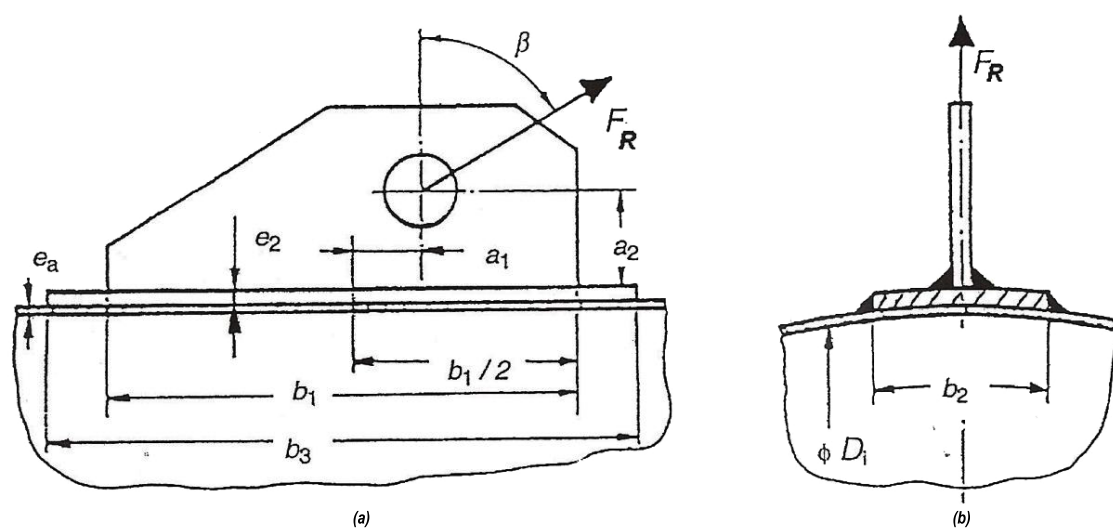


Figura 6.12: Olhal longitudinal em duas vistas: (a) frontal e (b) lateral [26].

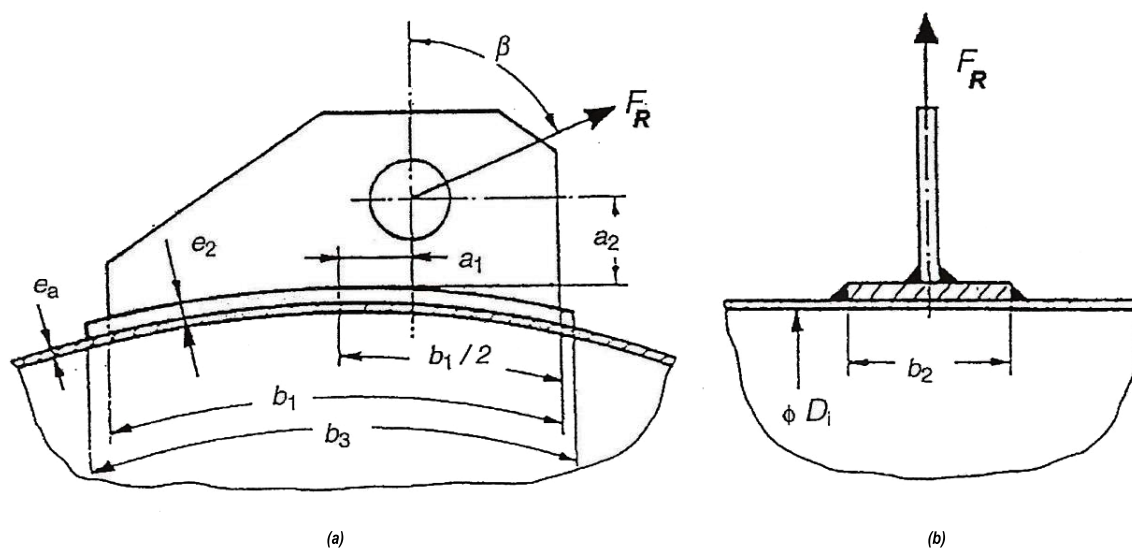


Figura 6.13: Olhal tangencial em duas vistas: (a) frontal e (b) lateral[26].

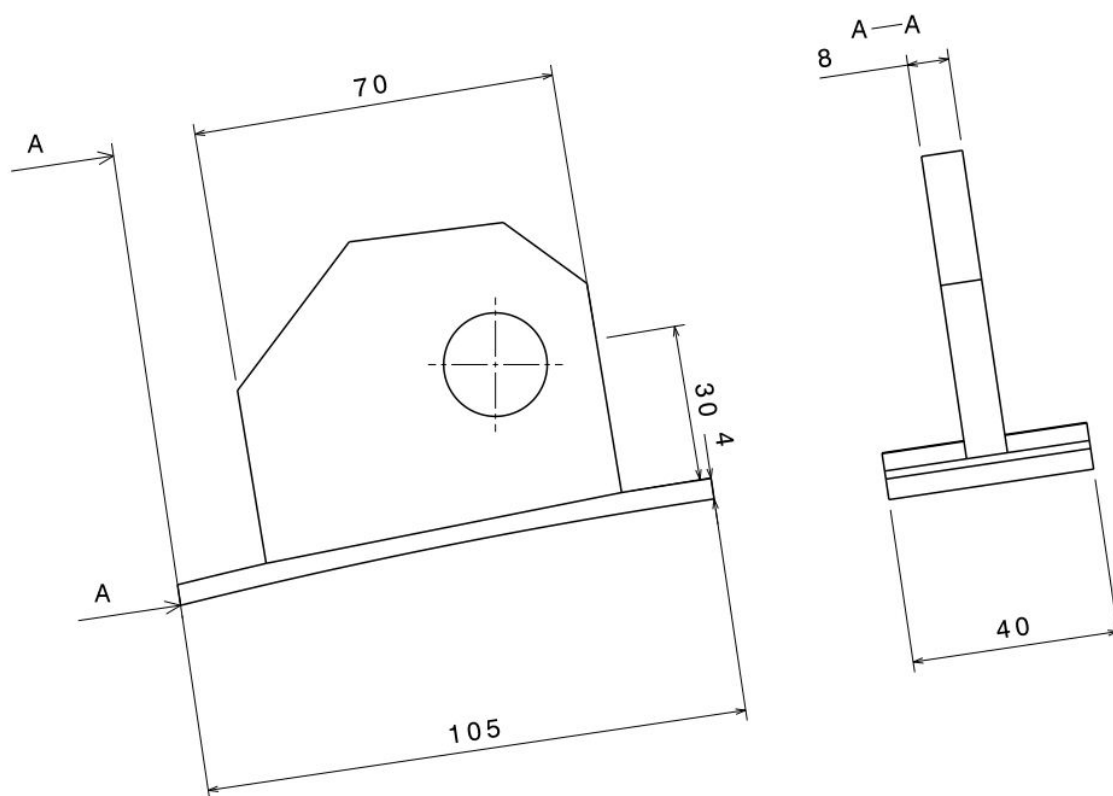


Figura 6.14: Representação do aspecto final e dimensões principais do olhal.

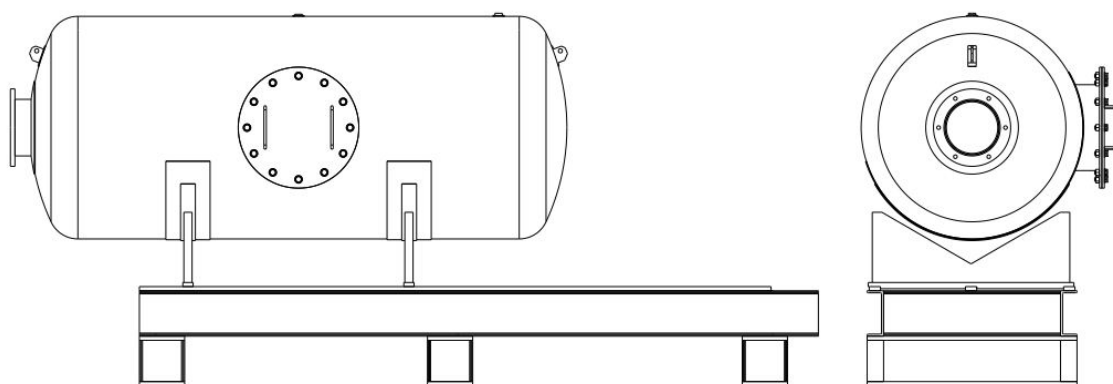


Figura 6.15: Representação do aspecto final do reservatório de expansão e sistemas anexos.

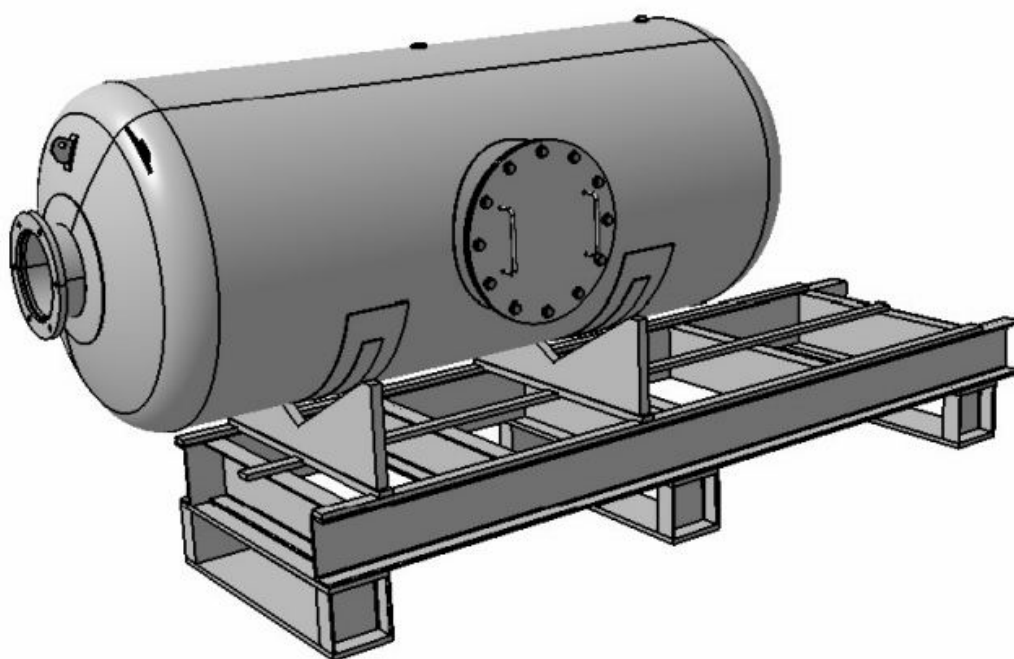


Figura 6.16: Perspectiva do aspecto final do reservatório de expansão e sistemas anexos.

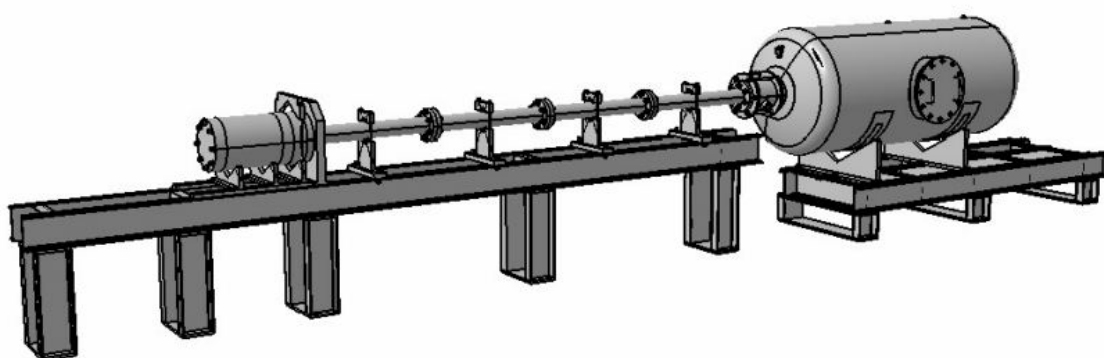


Figura 6.17: Perspectiva do aspecto final do canhão, incluindo o reservatório de expansão e sistemas anexos.

Parte III

Discussão e Conclusão

Capítulo 7

Discussão e Conclusão

7.1 Discussão

A abordagem realizada ao problema fundamental em estudo — acomodar os efeitos da libertação de energia resultante do funcionamento de um canhão de gás comprimido — divide-se em três etapas essenciais. Inicialmente, procuraram-se fundamentos termodinâmicos que se pudessem adequar ao problema (método analítico). Estes fundamentos foram testados posteriormente sob diferentes condições, com recurso à simulação numérica pelo método dos elementos finitos. Por fim, obtiveram-se geometrias finais para a estrutura que se designou por reservatório de expansão e seus elementos anexos (normas de projecto).

Ao nível da componente analítica, apresentaram-se três metodologias que, no global, degeneraram numa única relação

$$PV^\gamma = \text{constante.} \quad (7.1)$$

Verificou-se que mesmo os fundamentos que prevêem a contabilização de fenómenos dinâmicos gerados pela expansão quase instantânea de um gás na base de um pistão degeneraram na equação 7.1 [12]. Face a esta tendência, esta foi a relação utilizada ao cálculo inicial, nomeadamente de volume e pressão, mantendo-se, contudo, algumas reservas ao nível dos erros cometidos na sua utilização.

Da componente numérica pretendeu obter-se uma confirmação dos valores determinados analiticamente. Contudo, quer na abordagem ALE quer na detonação de uma massa equivalente de TNT, os resultados (evolução da pressão ao longo do tempo) não foram concordantes com o previsto. Este facto pode dever-se, não só ao domínio limitado sobre o uso da abordagem Lagrangiana e Euleriana, mas também à possibilidade de se ter recorrido a uma abordagem pouco adequada ao problema, uma vez que não se conhecem as limitações da abordagem ALE. Por estes motivos esta abordagem foi descartada em análises posteriores.

Outro campo de aplicação da componente numérica foi a obtenção de uma geometria ideal para o reservatório de pressão, modelando o efeito desta nas paredes com recurso à detonação de uma massa equivalente de TNT. Esta abordagem, apesar de não fornecer o perfil de pressões no meio (ar), traduz a resposta do sólido (reservatório) à solicitação dinâmica pretendida. Deste estudo resultou essencialmente um rácio entre o diâmetro interno e o comprimento do reservatório, considerado ideal, uma vez que minimiza as

tensões equivalentes de von Mises registadas nas paredes do reservatório e favorece a dissipação da onda de pressão.

Por fim, e após conferir vários acréscimos de segurança às variáveis de projecto (volume e pressão), foi implementada uma norma tipicamente usada em projecto de reservatórios sob pressão para determinar a geometria final do reservatório e os sistemas anexos necessários. A implementação deste procedimento também conferiu segurança à estrutura, uma vez que foram utilizados todos os reforços disponíveis maximizadas espessuras e cumpridas com elevada margem todas as condições de aplicabilidade ao projecto. Apesar de estes tipo de procedimentos se aplicar a carregamentos quase-estáticos, crê-se que as margens de segurança conferidas e o carácter conservativo de normas deste tipo sejam suficientes para garantir um projecto com elevada margem de segurança.

7.2 Conclusão

As três etapas que definem o trabalho desenvolvido não foram aplicadas de modo linear, isto é, foram assumidos vários pressupostos, realizadas aproximações de valores de várias variáveis e utilizadas metodologias que não modelam a realidade do problema descrito.

Após constatar todas as limitações do projecto, defende-se que o objectivo fundamental desta dissertação foi atingido, obtendo-se uma estrutura adequada ao funcionamento do canhão. Tal necessita, contudo, de ser fundamentado posteriormente através observações e resultados experimentais, nomeadamente, analisando o comportamento estrutural do sistema em funcionamento (*e.g.* recorrendo a extensómetros) em condições controladas com pequenos incrementos de pressão face à pressão atmosférica, servindo o presente trabalho como ponto de partida para a utilização do equipamento disponível.

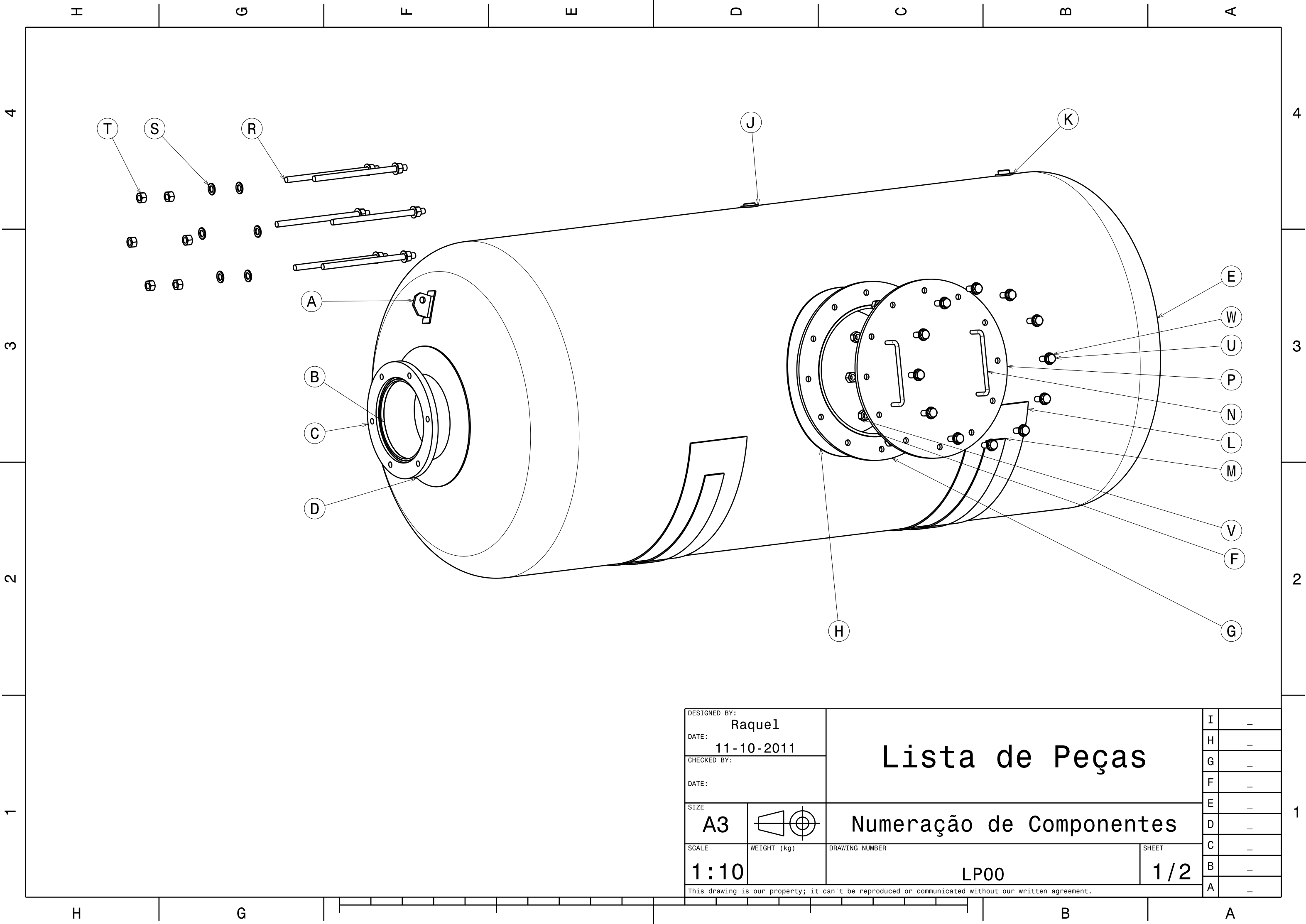
Bibliografia

- [1] A. E. Seigel, *Theory of High Speed Guns*, United States Naval Ordnance Laboratory, 1965.
- [2] J. B. Ribeiro, *Manual do Canhão de Ar Comprimido*, Documento Interno, LEDAP, 1997.
- [3] M. A. Meyers, G. T. Gray III, N. N. Thadhani, Materials for crashworthiness and defense. The dynamic behavior of materials: an introduction. *Journal of Materials*, **62**: 14-15, 2010.
- [4] S. E. Jones, J. A. Drinkard, W. K. Rule, L. L. Wilson, An Elementary Theory fot the Taylor Impact Test, *International Journal of Impact Engineering*, **21**, 1-13, 1998.
- [5] J.E. Field, S.M. Walley, W.G. Proud, H.T. Goldrein, C.R. Siviour, Review of experimental techniques for high rate deformation and shock studies, *International Journal of Impact Engineering*, **30**: 725-775, 2004.
- [6] K. T. Ramesh, S. Narasimhan, Finite Deformations and the Dynamic Measurement of Radial Strains in Compression Kolsky Bar Experiments, *Inl. J. Solids Structures*, **33**: 3723-3738, 1996.
- [7] L. C. Chhabildas, L. D. Y. Horie, *High-Pressure Shock Compression of Solids VIII*, The Science and the Technology of High-Velocity Impact, Springer, 2005.
- [8] M. R. Williams, S. V. Werling, Slapper Detonator, *United States Patent*, Patent no. 5370035, 6 de Dezembro de 1994.
- [9] A.C. Courtney, M.W. Courtney, A thoracic mechanism of mild traumatic brain injury due to blast pressure waves, *Medical Hypotheses*, **72**: 76-83, 2009.
- [10] C. E. Mungan, Internal Ballistics of a Pneumatic Potato Cannon, *European Journal of Physics*, **30**: 453-457, 2009.
- [11] *Speed of sound* - *Wikipedia, the free encyclopedia*, http://en.wikipedia.org/wiki/Speed_of_sound, acedido em 04/05/2011.
- [12] Z. I. Slawsky, A. Michels, S. J. Jacobs, The Rapid Expansion of Compressed Gases Behind a Piston, The Effect of Molecular Interaction, *Physica*, **XX**: 210-236, 1954.
- [13] M. J. Moran, H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, 2004.

-
- [14] *LS-DYNA - Wikipedia, the free encyclopedia*, <http://en.wikipedia.org/wiki/LS-DYNA>, acedido em 04/05/2011.
- [15] J. S. Martins, F. Teixeira-Dias, Using natural cellular materials to improve blast-wave protection, *Int. J. Materials Engineering Innovation*, **2**: 165-178, 2011.
- [16] *LS-DYNA Support & Services*, <http://www.lsdyna-portal.com/index.php?id=5217>, acedido em 18/03/2009.
- [17] M. Kucharík, J. Limpouch, R. Liska, P. Váchal, ALE simulations of high-velocity impact problem, *Czechoslovak Journal of Physics*, **54**: Suppl. C, 2004.
- [18] L. S. da Silva, C. Rebelo, D. Nethercot, L. Marques, R. Simões, P.M.M.Vila Real, Statistical evaluation of the lateral torsional buckling resistance of steel I-beams, Part2: Variability of steel properties, *Journal of Constructional Steel Research*, **65**: 832-849, 2009.
- [19] T. Kotzakolios, D.E. Vlachos, V. Kostopoulos, Blast response of metal composite laminate fuselage structures using finite element modelling, *Composite Structures*, **93**: 665-681, 2011.
- [20] A. C. Ugural, *Stresses in Plates and Shells*, McGraw-Hill, 1998.
- [21] C. M. Branco, J. M. Ferreira, J. D. da Costa, A. S. Ribeiro, *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Fundação Calouste Gulbenkian, 2008.
- [22] *Maryland Metrics: MEsteeL Qualities European EN 10025 Carbon Steel & Stainless Steel*, <http://mdmetric.com/tech/europeansteel.htm>, acedido em 04/01/2010.
- [23] *PSI (unidade) - Wikipédia, a enciclopédia livre*, http://pt.wikipedia.org/wiki/PSI_%28unidade%29 acedido em 05/05/2011.
- [24] J. R. Farr, M. H. Jawad, *Guidebook for the Design of ASME Section VIII Pressure Vessels*, ASME Press, 2001.
- [25] K. T. Lau, A Brief Discussion on ASME Section VIII Divisions 1 and 2 and the new division 3, *3rd Annual Pressure Equipment Conference*, 1999.
- [26] Comité Européen de Normalisation, *EN 13445-3, Unfired pressure vessels, Part 3: Design*, CEN, 2002.
- [27] British Standards Institution , *BS 5500, Unfired Fusion Welded Pressure Vessels*, BSI, 1976.
- [28] S. Morais, *Desenho Técnico Básico*, Porto Editora, 2006.

Parte IV

Anexos

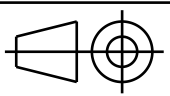


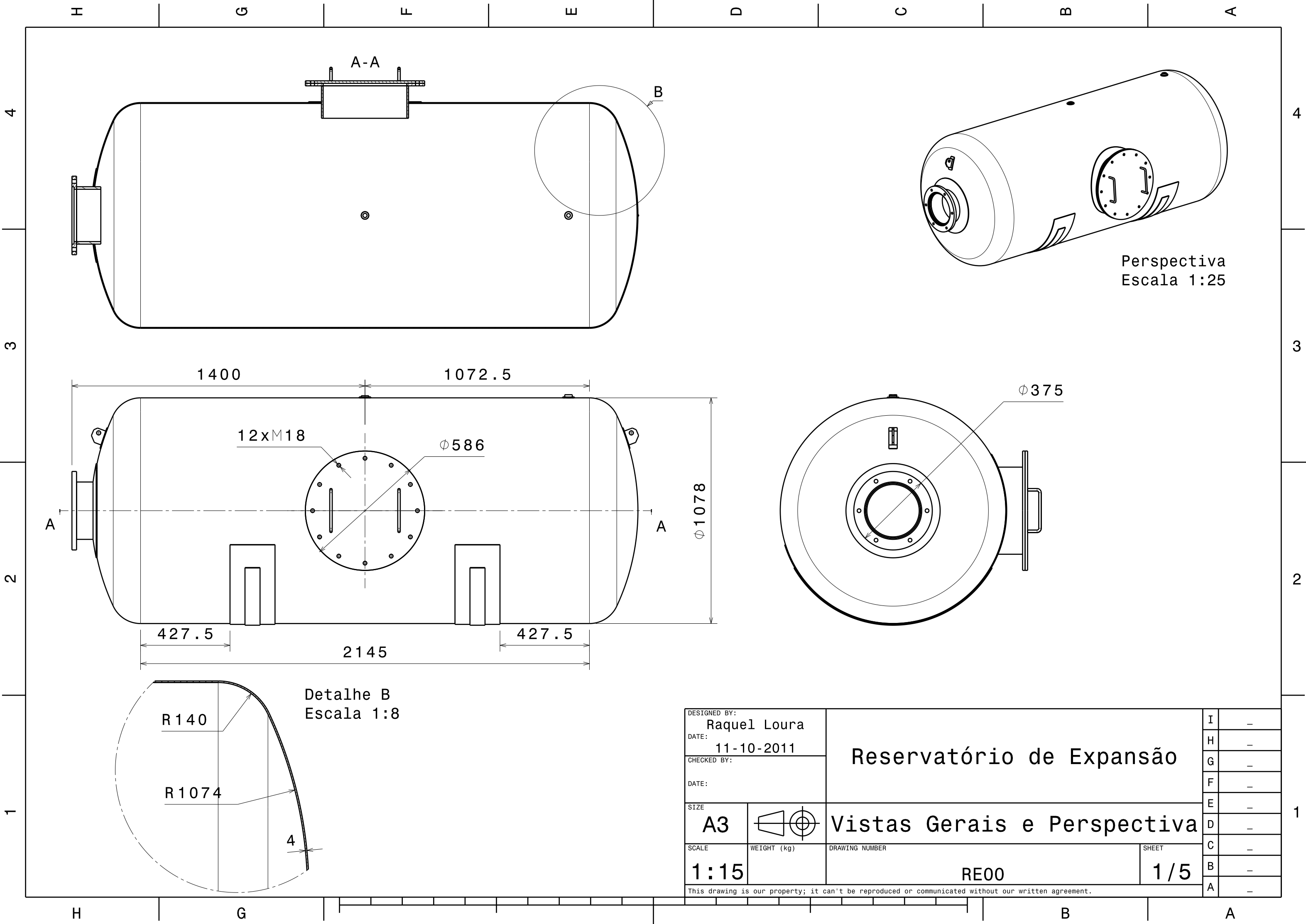
DESIGNED BY: Raquel		Lista de Peças		I	—
DATE: 11-10-2011				H	—
CHECKED BY:				G	—
DATE:				F	—
SIZE A3		Numeração de Componentes		E	—
SCALE 1:10	WEIGHT (kg)			D	—
		DRAWING NUMBER LP00		C	—
				B	—
		SHEET 1/2		A	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.					

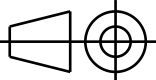
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D	C	B	A
8			8
7			7
6			6
5			5
4			4
3			3
2			2
1			1
D			A

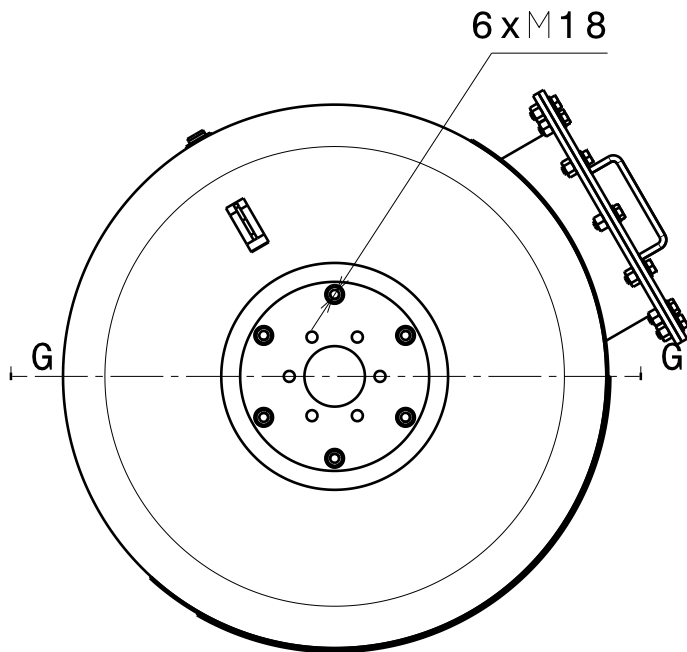
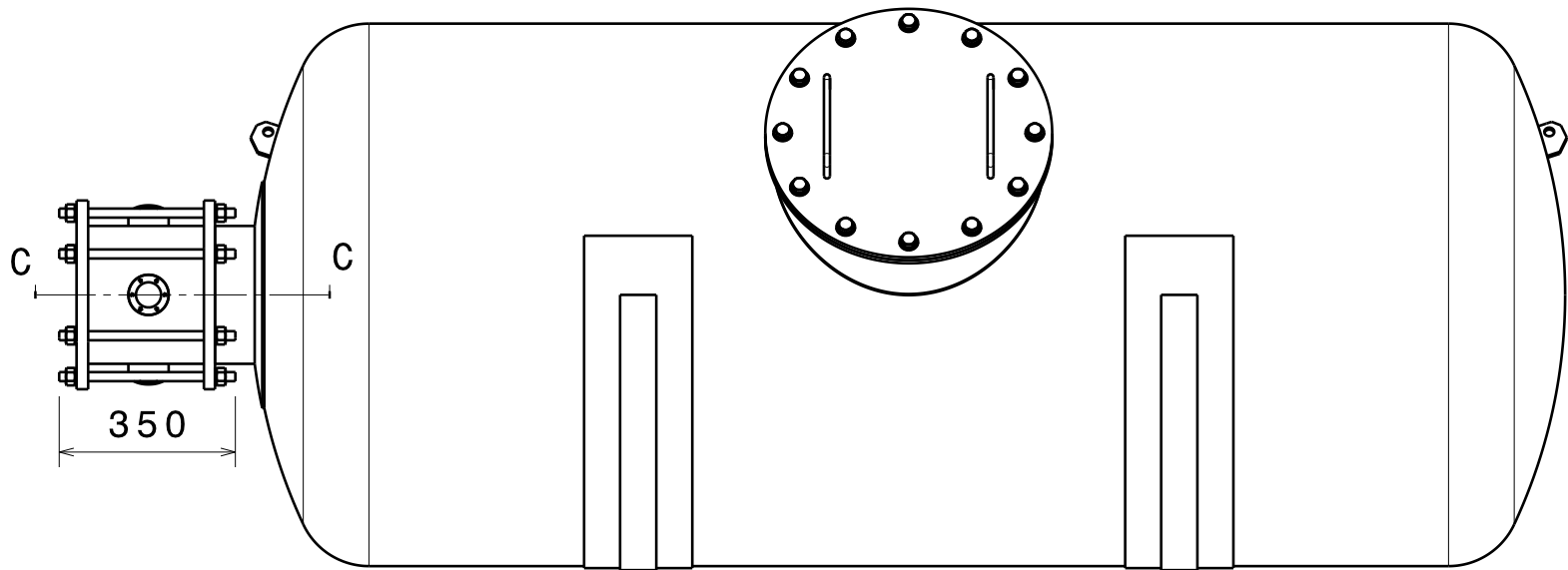
Quantidade	Designação	Letra	Material	Observações
1	Tubuladura de Encaixe	B	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Flange de Encaixe	C	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Placa de Reforço Encaixe	D	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Reservatório	E	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Tubuladura da Porta-de-Homem	F	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Flange Passante Porta-de-Homem	G	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Placa de Reforço da Porta-de-Homem	H	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Tubuladura do Manómetro	J	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Tubuladura da Válvula de Vácuo	K	EN 10027-1 S275 JR	-
2	Placa de reforço do Apoio	L	EN 10027-1 S275 JR	-
2	Sela	M	EN 10027-1 S275 JR	-
2	Pega Porta-de-Homem	N	EN 10027-1 S275 JR	-
1	Flange Cega Porta-de-Homem	P	EN 10027-1 S275 JR	-
6	Varão Roscado M18x350	R	EN ISO 898 St 8.8	-
12	Anilha Plana ISO 7089 20x37	S	EN ISO 898 St 8.8	-
12	Porca Hexagonal ISO 4032 M20 Classe A	T	EN ISO 898 St 8.8	-
12	Parafuso Cabeça Hexagonal ISO 4017 M18x50 Classe A	U	EN ISO 898 St 8.8	-
12	Porca Hexagonal ISO 4032 NUT M20 Classe A	V	EN ISO 898 St 8.8	-
12	Anilha Plana ISO 7089 20x37	W	EN ISO 898 St 8.8	-
2	Olhal	A	EN 10027-1 S275 JR	-

DESIGNED BY: Raquel		Lista de Peças		I	-
DATE: 11-10-2011				H	-
CHECKED BY:				G	-
DATE:		Lista Detalhada		F	-
				E	-
SIZE A3		DRAWING NUMBER LP01		D	-
SCALE	WEIGHT (kg)			C	-
		SHEET 2/2		B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				A	-



DESIGNED BY: Raquel Loura		Reservatório de Expansão	I	—
DATE: 11-10-2011			H	—
CHECKED BY:			G	—
DATE:			F	—
SIZE A3		Vistas Gerais e Perspectiva	E	—
SCALE 1:15	WEIGHT (kg)		D	—
DRAWING NUMBER RE00		SHEET 1/5	C	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			B	—
			A	—

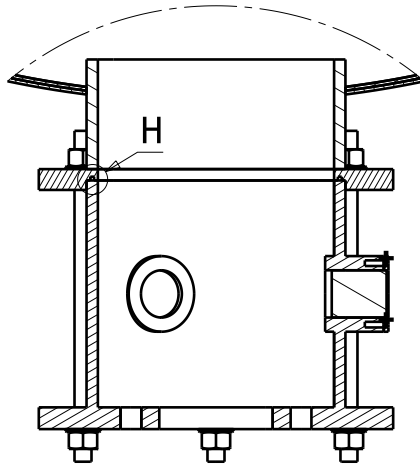
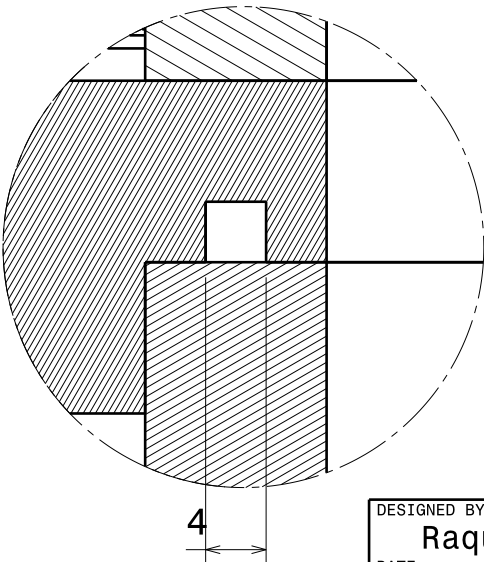
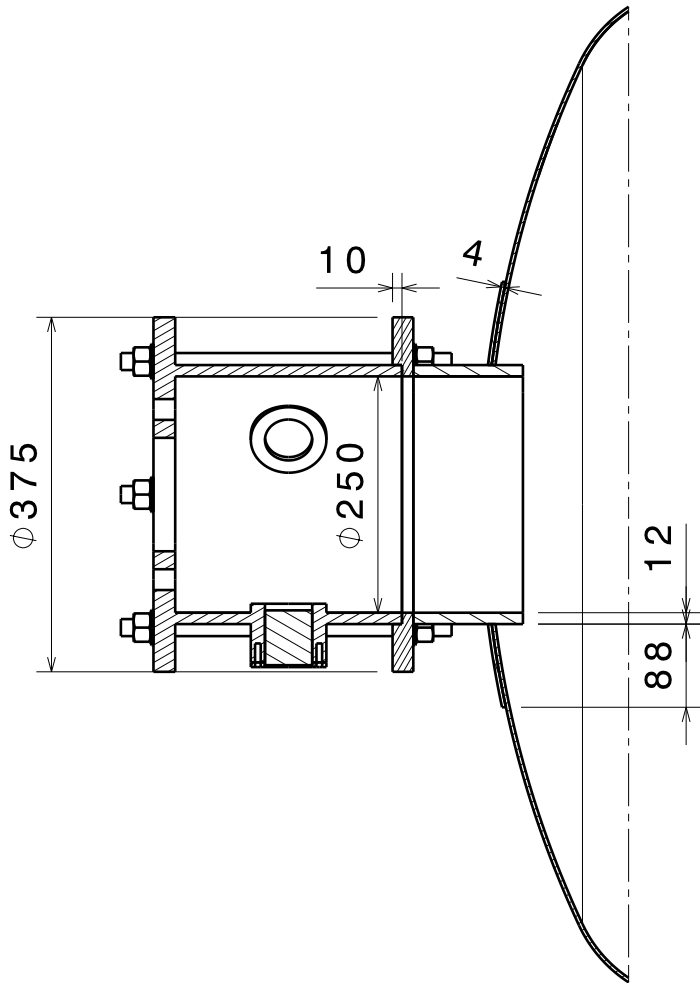
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

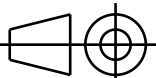


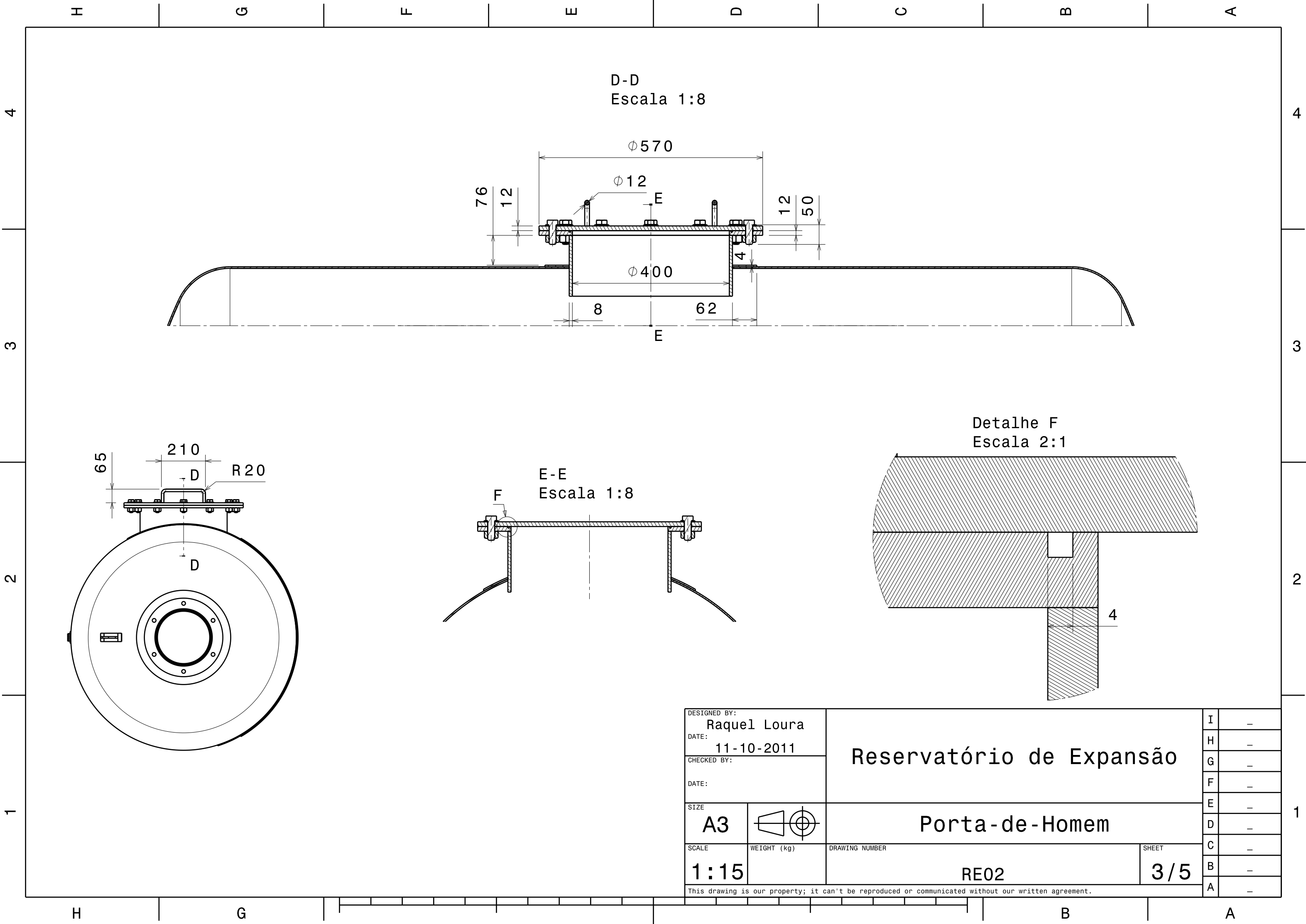
C-C
Escala 1:8

Detalhe H
Escala 2:1

G-G
Escala 1:8



DESIGNED BY: Raquel Loura		Reservatório de Expansão	I	—
DATE: 11-10-2011			H	—
CHECKED BY:			G	—
DATE:		Ligação da Tubuladura de Encaixe à Câmara de Análise	F	—
SIZE A3			E	—
SCALE 1:15	WEIGHT (kg)		D	—
DRAWING NUMBER RE01			C	—
SHEET 2/5			B	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			A	—

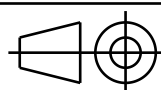


DESIGNED BY:
Raquel Loura
DATE:
11-10-2011

CHECKED BY:

DATE:

SIZE
A3



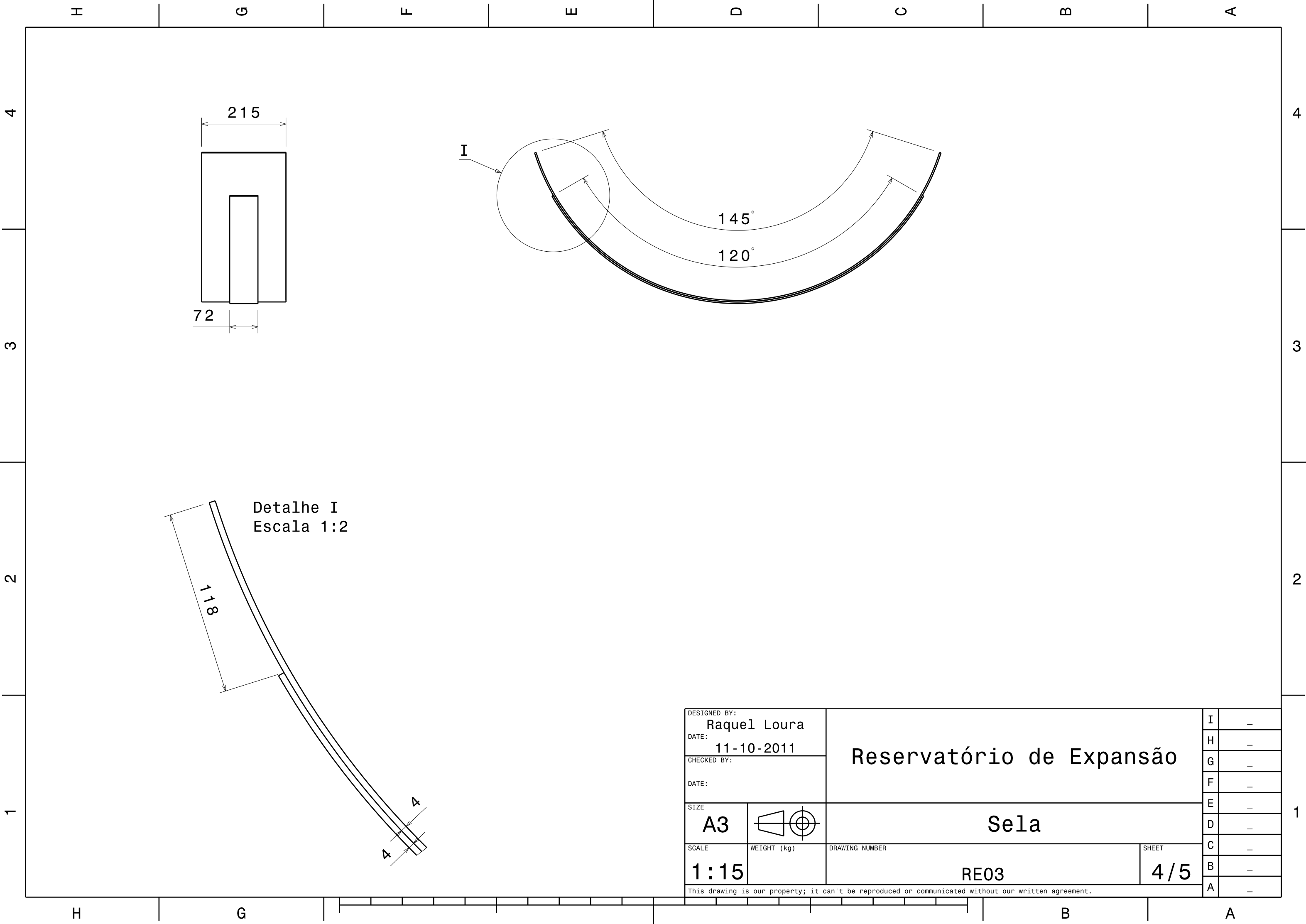
SCALE
1:15

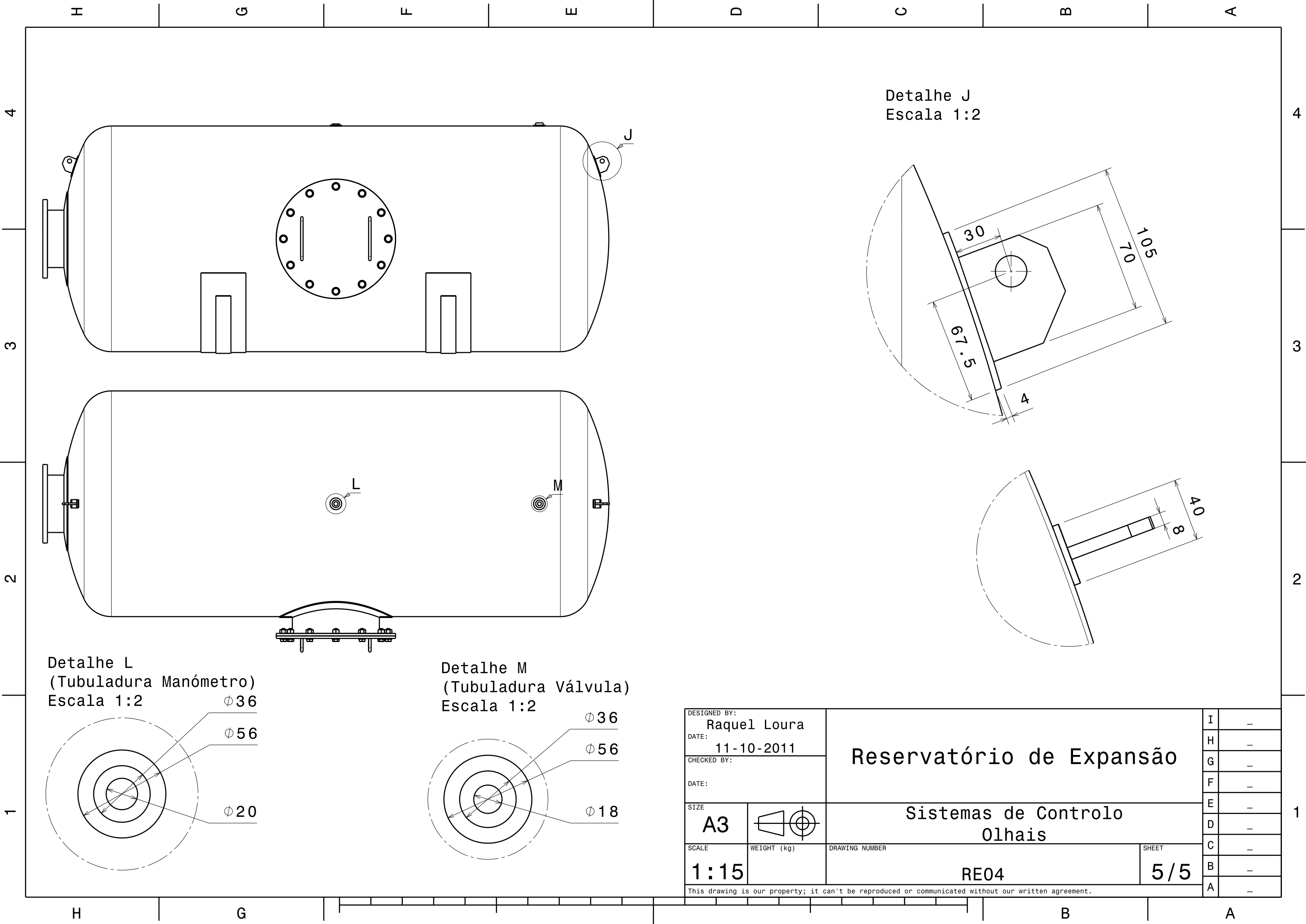
WEIGHT (kg)

DRAWING NUMBER
RE02

SHEET
3/5

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

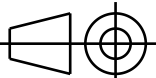




Detalhe L
(Tubuladura Manómetro)
Escala 1:2

Detalhe M
(Tubuladura Válvula)
Escala 1:2

Detalhe J
Escala 1:2

DESIGNED BY: Raquel Loura		Reservatório de Expansão		I	—
DATE: 11-10-2011				H	—
CHECKED BY:				G	—
DATE:		Sistemas de Controlo Olhais		F	—
SIZE A3				E	—
SCALE 1:15	WEIGHT (kg)			D	—
DRAWING NUMBER RE04		C	—		
SHEET 5/5		B	—		
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		A	—		